Erschienen im Shaker Verlag Aachen:

Ferhadbegović, B.: Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation Universität Stuttgart 2009. Shaker Verlag Aachen, Forschungsbericht VDI-MEG, Nr. 475.

Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern

Von der Fakultät Maschinenwesen der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

> vorgelegt von Bojan Ferhadbegović aus Mostar/Bosnien-Herzegowina

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. H.D. Kutzbach Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann

Tag der Einreichung: 21.05.2008 Tag der mündlichen Prüfung: 18.11.2008

> Institut für Agrartechnik Stuttgart 2008

Vorwort

Die vorliegende Arbeit enstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim. Das Projekt wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert. Ihr sei an dieser Stelle gedankt.

Mein herzlicher Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H.D. Kutzbach, der diese Arbeit angeregt und betreut hat. Von seiner Bereitschaft, die wissenschaftliche Eigenständigkeit zu fördern, habe ich sehr profitiert. Sowohl Prof. Kutzbach als auch Prof. Dr.-Ing. S. Böttinger, dem ich ebenfalls zu Dank verplichtet bin, hatten immer ein offenes Ohr für meine Fragen und haben diese Arbeit mit ihren Anregungen und konstruktiver Kritik bereichert. Ganz besonders danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann für die Übernahme des Mitberichts und die Durchsicht der Dissertation.

Goodyear Luxembourg Tires S.A. stand mir dankenswerterweise mit Personal und der Möglichkeit zur Benutzung der firmeneigenen Teststrecke zur Seite. Zudem möchte ich mich bei der Firma AGCO bedanken, die den Versuchsschlepper zur Verfügung gestellt hat, sowie bei Herrn Dr. H. Böhler für die Erlaubnis, das Ackerschleppermodell zu verwenden und seine Unterstützung dabei. Prof. Dr.-Ing. K. Th. Renius und dem ehemaligen Lehrstuhl für Landmaschinen der TU München gilt ebenfalls mein Dank, da sowohl das eingesetzte Ackerschleppermodell als auch ein Teil der Messeinrichtungen dort entstanden sind.

Besonders danken möchte ich allen Kolleginnen und Kollegen für die angenehme Zusammenarbeit und ihre Unterstützung, sowie allen Studenten, die an dieser Arbeit mitgewirkt haben. Herrn Dipl.-Ing. Christian Brinkmann gilt mein Dank für die Durchführung von Messungen zur Modellverifikation. Die Zeit am Institut werde ich in bester Erinnerung behalten.

Danken möchte ich auch meinen Eltern, die mir diesen Weg ermöglicht haben. Meiner Ehefrau Sabina danke ich für ihre Hilfsbereitschaft und Geduld, die sie während meiner Zeit in Hohenheim aufbrachte. Ihr und unserem Sohn Emil widme ich diese Arbeit.

INHALTSVERZEICHNIS

Form	IELZEICHENVERZEICHNIS	
ZUSA	MMENFASSUNG	IX
ABST	RACT	XIII
1 Ein	ILEITUNG	1
2 St/	and der Technik	4
2.1	Reifen- und Fahrdynamikuntersuchungen	4
2.2	Reifen- und Fahrzeugmodellierung	8
	2.2.1 Reifenmodelle	9
	2.2.2 Ackerschleppermodelle	20
3 Pri	ÜFSTÄNDE UND METHODEN	23
3.1	Flachbandprüfstand	23
3.2	Einzelradmesseinrichtung	27
4 DAS	S HOHENHEIMER REIFENMODELL	
4.1	Berechnung der Reifenkräfte	32
	4.1.1 Vertikalkraftberechnung	
	4.1.2 Längskraftberechnung – reiner Längsschlupf	34
	4.1.3 Seitenkraftberechnung – reiner Lateralschlupf	
	4.1.4 Berechnung der Kräfte bei überlagertem Schlupf	42
4.2	Berechnung der Reifenmomente	
	4.2.1 Berechnung des Sturzmoments	
	4.2.2 Berechnung des Moments um die Y-Achse	
	4.2.3 Berechnung des Rückstellmoments	52
5 Pai	RAMETRISIERUNG DES REIFENMODELLS	55
5.1	Parameter der Reifengeometrie	55
5.2	Reifen-Boden Charakteristik	57
5.3	Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten	60
	5.3.1 Bestimmung der vertikalen Steifigkeit	60
	5.3.2 Bestimmung der vertikalen Dämpfung	65
	5.3.3 Bestimmung weiterer Steifigkeiten und Dämpfungen	68
6 Vei	RIFIZIERUNG DES REIFENMODELLS	72
6.1	Verifizierung der Vertikalkraft	72
6.2	Verifizierung der Längskraft ohne einen Schräglaufwinkel	73

6.3 6.4 6.5	Verifizierung der Seitenkraft am gezogenen Rad Verifizierung der Kräfte bei überlagertem Schlupf Verifizierung des Rückstellmoments 6.5.1 Verifizierung des Rückstellmoments am gezogenen Rad 6.5.2 Verifizierung des Rückstellmoments bei überlagertem Schlupf	77 83 88 88 92
7 Val	IDIERUNG DES FAHRZEUGMODELLS	94
7.1	Der eingesetzte Versuchsschlepper	94
7.2	Mehrkörpermodell des Versuchsschleppers	98
	7.2.1 Modifiziertes Mehrkörpermodell des Versuchsschleppers	100
7.3	Fahrversuche –Vergleich zwischen Messung und Simulation	103
	7.3.1 Stationäre Kurvenfahrt	105
	7.3.2 Regellose Lenkmanöver	108
	7.3.3 Doppelter Spurwechsel	111
	7.3.4 Slalomfahrt	114
8 FAH	IRDYNAMIKANALYSE ANHAND DES SIMULATIONSMODELLS	117
81	Analyse der Fahrzeuggeometrie	117
8.2	Analyse einer Wankstabilisierung an der Vorderachse	121
0.2	8.2.1 Modellierung einer Wankabstützung an der Vorderachse des	
	Versuchsträgers Fendt 509 C.	
	8.2.2 Fahrdynamikanalyse eines Ackerschleppers mit einer	
	Wankabstützung an der Vorderachse	128
8.3	Wankausgleichsregelung mittels Heckkraftheber	131
	8.3.1 Modell des Heckkrafthebers mit einer Wankausgleichsregelung	133
	8.3.2 Fahrdynamikanalyse eines Ackerschleppers mit einer	
	Wankausgleichsregelung am Heckkraftheber	138
9 Aus	BLICK	143
10	Anhang	145
11	LITERATURVERZEICHNIS	151

FORMELZEICHENVERZEICHNIS

Formel-

Dimension Bedeutung

zeichen

A _{K,li}	m²	Kolbenfläche linker Zylinder
A _{K,re}	m²	Kolbenfläche rechter Zylinder
ay	m/s²	Querbeschleunigung
a _{ykorr}	m/s²	korrigierte Querbeschleunigung
a ymess	m/s²	gemessene Querbeschleunigung
В	-	Steifigkeitsfaktor nach Pacejka
b	m	Reifenbreite
В	m	Fahrzeugbreite
B1,B2,B3	m	Breite der Pylonengasse
С	-	Formfaktor nach Pacejka
C _{1X}	N/m	longitudinaler Steifigkeitsbeiwert
C _{1y}	N/m	lateraler Steifigkeitsbeiwert
C _{1z}	N/m	vertikaler Steifigkeitsbeiwert
C _{2x}	-	longitudinaler Steifigkeitsbeiwert
C _{2y}	-	lateraler Steifigkeitsbeiwert
C _{2z}	-	vertikaler Steifigkeitsbeiwert
C _{lin}	N/m	linearisierte Vertikalsteifigkeit
C Öl	N/m	Federsteifigkeit einer Ölsäule
C _{RZI}	N/m	vertikaler Steifigkeitsbeiwert nach Langenbeck
C _{RZII}	-	vertikaler Steifigkeitsbeiwert nach Langenbeck
C _{tors}	Nm/°	Torsionssteifigkeit
CYR	N/m	Reifensteifigkeit in seitlicher Richtung
C _{zm}	N/m	lineare Vertikalsteifigkeit
Cα	N/°	Schräglaufsteifigkeit
D	-	Maximum des Triebkraftbeiwerts nach Pacejka
d	m	Rohrdurchmesser
D	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß
d _{1x}	Ns/m	longitudinaler Dämpfungsbeiwert

Formel-	Dimension	Bedeutung
zeichen		
d_{1y}	Ns/m	lateraler Dämpfungsbeiwert
d_{1z}	Ns/m	vertikaler Dämpfungsbeiwert
<i>d</i> _{2x}	-	longitudinaler Dämpfungsbeiwert
d_{2y}	-	lateraler Dämpfungsbeiwert
d _{2z}	-	vertikaler Dämpfungsbeiwert
d_{ges}	Ns/m	Gesamtdämpfungsbeiwert
Dкн	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß des Krafthebers
d _{RZI}	Ns/m	vertikaler Dämpfungsbeiwert nach Langenbeck
d _{RZII}	Ns²/m²	vertikaler Dämpfungsbeiwert nach Langenbeck
<i>d</i> _{tors}	Nms/°	Torsionsdämpfung
dz	Ns/m	vertikaler Dämpfungsbeiwert
Е	-	Krümmungsfaktor nach Pacejka
е	m	Hebelarm der Radlast
e ₀	m	Hebelarm der Radlast beim gezogenen Rad
E_{LY}	m	Relaxationslänge
E _{Öl}	N/m²	Kompressionsmodul des Hydrauliköls
F _{Czm}	Ν	stationäre Vertikalkraft
F _{Czmax}	Ν	Vertikalkraft bei maximaler Vertikaleinfederung
F _{Flieh}	Ν	Fliehkraft
F _{Gh}	Ν	Hinterachslast
F _{GR}	Ν	Rumpfgewicht
F _{HW}	Ν	Hubkraft
<i>F_{LMBX}</i>	Ν	gemessene Lastmessbolzenkraft
F _{res}	Ν	resultierende Kraft
F _{RW}	Ν	Rollwiderstandskraft
F _T	Ν	Triebkraft
F _x	Ν	Längskraft
$f_{x,y,z}$	m	Reifenverformung in die jeweilige Richtung
F _{xF}	Ν	Federkraft longitudinales Voigt-Kelvin-Element
F _{xHL}	Ν	Längskraft linkes Hinterrad

Formel-	Dimension	Bedeutung	
zeichen			
_	N		
F_y	N	Seitenkraft	
F_{yF}	Ν	Federkraft des lateralen Voigt-Kelvin-Elements	
F_{yHR}	Ν	Seitenkraft rechtes Hinterrad	
F_{yVR}	Ν	Seitenkraft rechtes Vorderrad	
Fz	Ν	Vertikalkraft	
f _{zadd}	m	zusätzliche Vertikalverformung	
F _{zHL}	Ν	Vertikalkraft am linken Hinterrad	
f _{zm}	m	Vertikaleinfederung bei stationärer Vertikalkraft	
f _{zmax}	m	maximale Vertikaleinfederung	
F _{zst}	Ν	stationäre Radlast	
g	m/s²	Erdbeschleunigung	
G	Ν	Gewichtskraft	
h _{Flieh}	m	Hebelarm der Fliehkraft	
h _{öl}	m	Höhe einer Ölsäule	
j	m	Deformation	
J	kgm²	Massenträgheitsmoment	
j _k	m	charakteristische Deformation nach Grečenko	
J_R	kgm/s²	Massenträgheitsmoment des Rades	
$J_{x,y,z}$	kgm²	Massenträgheitsmoment um die Hauptachsen	
l _{ist}	m	Ist-Zylinderlänge	
I _{soll}	m	Soll-Zylinderlänge	
I _{SP}	Μ	Hebelarm des Schwerpunkts	
<i>I</i> _t	m	Latschlänge	
<i>I</i> _{t1}	m	Länge des Haftbereichs	
т	kg	Masse	
M _{AN}	Nm	Antriebsmoment	
m _G	kg	Masse des Anbaugerätes	
m _{HZ}	kg	Ersatzmasse an den Hubzylindern	
M _{scher}	Nm	Schermoment	
<i>M_{tors}</i>	Nm	Torsionsmoment	

Formel-	Dimension	Bedeutung
zeichen		
$M_{x,y,z}$	Nm	Moment um die jeweilige Achse
p	bar	Druck
p	-	Laplace-Transformierte
p_{dyn}	bar	dynamischer Druck
P _{hyd}	W	hydraulische Leistung
<i>p</i> i	bar	Reifeninnendruck
P _{RW}	W	Rollwiderstandsverlustleistung
Pschlupf	W	Schlupfverlustleistung
p _{stat}	bar	stationärer Druck des belasteten Stickstoffs
p _{System}	bar	Systemdruck
р _{zк}	bar	Zylinderdruck kolbenseitig
<i>p</i> _{zst}	bar	Zylinderdruck
Q	m³/s	Volumenstrom
<i>r_{constr}</i>	m	konstruktiver Reifenradius
r _{dyn}	m	Reifenabrollradius
r _f	m	Felgenradius
r _i	m	Abstand Radnabe-Boden
r _{lenk}	m	Lenkrollradius
r _m	m	Hebelarm der Längskraft
S _x	m	Verschiebung des Angriffspunktes der Seitenkraft
		innerhalb des Latsches
Sy	m	Verschiebung des Angriffspunktes der Längskraft
		innerhalb des Latsches
t	S	Zeit
Т	S	Zeitkonstante
<i>T</i> ₁	S	Zeitkonstante des Verzögerungsgliedes
u	-	Deformationsgradient nach Grečenko
V	m/s	Geschwindigkeit
V	m/s	Geschwindigkeit nach Pacejka
V	m³	Volumen

Formel- zeichen	Dimension	Bedeutung
V _{ERM}	m/s	Fahrgeschwindigkeit der Einzelradmessein-
		richtung
Vges	m/s	Gesamtgeschwindigkeit
VL	m/s	zusätzliche Longitudinalgeschwindigkeit
V _{stat}	m³	stationäres, belastetes Gasvolumen
V _{thx} F	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Angriffspunkt der Längskraft
V _{tx}	m/s	tatsächliche Bewegungsgeschwindigkeit der Rad-
		nabe in x-Richtung
V_X	m/s	Längsgeschwindigkeit
V _{xslbr}	m/s	longitudinale Gleitgeschwindigkeit am gebrems-
		ten Rad
V _{xsldr}	m/s	longitudinale Gleitgeschwindigkeit am angetrie-
		benen Rad
V_y	m/s	laterale Geschwindigkeit
V _{yslbr}	m/s	laterale Gleitgeschwindigkeit am gebremsten Rad
Vysldr	m/s	laterale Gleitgeschwindigkeit am angetriebenen
		Rad
X	m	Weg
У	-	Triebkraftbeiwert nach Pacejka
Z _{boden}	m	Bodenhöhe
ZL	m	Bodenhöhe nach Langenbeck
Z _R	m	Radnabenposition nach Langenbeck
φ	o	Wankwinkel
φ	-	Lenkschlupf
φ'	°/s	Wankrate
$arphi_{\sf RN}$	o	Winkel Radnabe-Boden
φ_{SP}	o	Winkel zwischen Boden und Schwerpunkt
α	o	Schräglaufwinkel
α'	°/s	Schräglaufwinkelrate

Formel-	Dimension	Bedeutung
zeichen		
α _{st}	0	stationärer Schräglaufwinkel
β	o	Schwimmwinkel
ß.«	o	Neigungswinkel der effektiven Fahrbahn nach
Pen		Pacejka
δ	0	Kräftewinkel
δ	0	Lenkwinkel (Mittelwert beider Vorderräder)
δ_{LW}	0	Lenkwinkel
δ_{VR}	0	Lenkwinkel des rechten Vorderrades
θ'	°/s	Nickrate
К	-	Triebkraftbeiwert
К	-	Isentropenkoeffizient
λ	-	Reibungsbeiwert
μ	-	Umfangskraftbeiwert
μ_y	-	Seitenkraftbeiwert
ρ	-	Rollwiderstandsbeiwert
ρ	m	radiale Verformung nach Pacejka
σ	-	Schlupf
σ_{br}	-	Bremsschlupf
σ_{dr}	-	Antriebsschlupf
σ_{st}	-	stationärer Schlupf
Т	N/mm²	Schubspannung
T _{max}	N/mm²	maximale Schubspannung nach Grečenko
Ψ'	°/s	Gierrate
Ω	°/s	Winkelgeschwindigkeit nach Pacejka
ω	°/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_L	°/s	Lenkgeschwindigkeit

ZUSAMMENFASSUNG

Die Fahrgeschwindigkeit moderner Ackerschlepper nimmt in den letzten Jahren stetig zu. Mittlerweile sind 50 km/h für Standardschlepper in Deutschland üblich. Um diese Geschwindigkeiten sicher erreichen zu können, werden die Ackerschlepper mit einer hydropneumatischen Vorderachsfederung ausgestattet. Eine Hinterachsfederung für Standardschlepper hat sich bisher aus Kostengründen nicht durchgesetzt. Die steigenden Transportanteile und das Bestreben nach weiteren Produktivitätserhöhungen erzeugen einen Bedarf an noch schnelleren Ackerschleppern. So wurde 2005 der erste Standardschlepper mit einer Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h vorgestellt. Dieser Wert war ohne einen größeren Eingriff in das Konzept des Standardschleppers erreichbar. Höhere Fahrgeschwindigkeiten werden auf Grund der momentanen Gesetzeslage gravierende Eingriffe in das Fahrzeugkonzept mit sich bringen und sind daher bei Standardschleppern nicht so schnell zu erwarten.

Da die Ackerschlepper im Hinblick auf den Feldeinsatz konstruiert werden, sind ihre fahrdynamischen Eigenschaften bei Straßenfahrt nicht immer optimal. Die hohen Massen der Fahrzeuge und unter Umständen ungenügende Abstimmung einzelner Bauteile aufeinander können zusammen mit fehlender Hinterachsfederung der Standardschlepper insbesondere bei schneller Kurvenfahrt zu kritischen Fahrsituationen führen. Die gesamte Federungs- und Dämpfungsarbeit an der Hinterachse wird von den Reifen übernommen. Ackerschlepperreifen sind hauptsächlich zum Tragen hoher Lasten und zum Erzeugen hoher Zugkräfte auf nachgiebigem Boden ausgelegt und haben eher schlechte fahrdynamische Eigenschaften. Sie weisen eine Unrundheit mit einer Amplitude von ca. 1-2 mm auf. Obwohl diese gering ist, reicht sie auf Grund schlechter Dämpfungseigenschaften aus, das Fahrzeug im Bereich seiner Eigenfrequenzen zu unangenehmen Schwingungen anzuregen. Darüber hinaus werden die Reifen mit Innendrücken zwischen 0,8 und 2,0 bar betrieben, was eine relativ große Spanne darstellt und eine optimale Fahrzeugauslegung hinsichtlich der Fahrdynamik erschwert.

Um die Fahrdynamik von Ackerschleppern zu untersuchen und Unzulänglichkeiten im Fahrverhalten möglichst früh zu erkennen, können Simulationsmodelle eingesetzt werden. Eine besonders wichtige Komponente eines solchen Fahrzeugmodells ist das Reifenmodell. Als Verbindungsglied zwischen dem Fahrzeug und dem Boden bestimmt der Reifen maßgeblich das Fahrzeugverhalten. Daher ist es wichtig, ein möglichst genaues Reifenmodell zu verwenden. Auch wenn auf dem Markt einige verschiedene Reifenmodelle zur Verfügung stehen, sind sie im Wesentlichen für Pkw-Reifen ausgelegt. Daher sind sie für die Modellierung von weichen, großvolumigen Ackerschlepperreifen nur eingeschränkt einsetzbar.

Deswegen wurde im Rahmen dieser Arbeit an der Universität Hohenheim ein dynamisches Modell für landwirtschaftliche Reifen auf fester Fahrbahn entwickelt - das Hohenheimer Reifenmodell. Das Hohenheimer Reifenmodell ist ein hybrides Modell, denn es benötigt neben Feder- und Dämpferkennlinien auch empirisch ermittelte Reifen-Boden-Kennlinien als Parameter. Das Reifenmodell berechnet aus den Geschwindigkeiten des Rades und des Reifenlatsches die Verformungsgeschwindigkeit und die Verformung des Reifens, die als Eingangsgrößen für Feder-Dämpfer-Elemente eingesetzt werden. Die in diesen so genannten Voigt-Kelvin-Elementen berechnete Kraft dient anschließend zur Berechnung des Schräglaufwinkels. vorherrschenden Schlupfes und Das Hohenheimer Reifenmodell wurde in MATLAB/Simulink entworfen und kann an jede beliebige Mehrkörpersimulationssoftware angebunden werden. Es ist in der Lage, das instationäre Reifenverhalten dreidimensional zu beschreiben und eignet sich auf Grund sehr kurzer Rechenzeiten gut für Fahrdynamiksimulationen. Das Hohenheimer Reifenmodell berücksichtigt die Nichtlinearitäten der Reifen und kann die Kräfte und Momente sowohl bei reinem Längs- und Querschlupf als auch bei überlagertem Schlupf wiedergeben.

Bei der Entwicklung des Reifenmodells wurde auf eine möglichst geringe Anzahl von Modellparametern geachtet. Alle verwendeten Modellparameter haben einen physikalischen Hintergrund und können an zwei Prüfständen des Institutes für Agrartechnik der Universität Hohenheim ermittelt oder den Herstellerangaben entnommen werden. An den für die Parametrisierung eingesetzten Prüfständen – einer Einzelradmesseinrichtung und einem Flachbandprüfstand – werden die

Reifen-Boden-Kennlinien und die Federsteifigkeiten und Dämpfungen der Reifen gemessen. Die Prüfstände wurden auch für die Verifizierung der eingesetzten Gleichungen verwendet. Hierfür wurden Modelle der beiden Prüfstände erstellt und die Messungen im Modell nachgestellt. Am Flachbandprüfstand wurden Ausschwingversuche bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Radlasten durchgeführt. An der Einzelradmesseinrichtung wurden neben Messungen mit quasistationär und dynamisch veränderlichem Längsschlupf und Schräglaufwinkel auch Messungen bei überlagertem Schlupf – ebenfalls quasistationär und dynamisch – durchgeführt. Es zeigte sich eine sehr gute Übereinstimmung der Messungen mit den Simulationsergebnissen. Anschließend konnte das Reifenmodell in verschiedenen Fahrversuchen validiert werden.

Für die Fahrversuche wurde ein Versuchsschlepper eingesetzt, ausgerüstet mit drei Kraftmessfelgen, einem zweidimensionalen optischen Geschwindigkeitssensor, einem dreidimensionalen Drehratensensor sowie verschiedenen Beschleunigungs- und Winkelsensoren. Es wurden sowohl stationäre als auch dynamische Manöver durchgeführt. Die Messergebnisse wurden schließlich mit Simulationsergebnissen verglichen. Dafür stand ein bereits validiertes Fahrzeugmodell zur Verfügung, das durch das Hohenheimer Reifenmodell erweitert wurde. Um den Fahrereinfluss zu eliminieren, wurde der gemessene Lenkwinkel als rheonome Größe vorgegeben. Alle fahrdynamisch wichtigen Größen zeigten eine sehr gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messwerten.

Nach der Validierung des Gesamtfahrzeugmodells konnte dieses für verschiedene Untersuchungen des Fahrverhaltens und insbesondere der Verbesserung des Wankverhaltens eingesetzt werden. Bereits einfache Änderungen der Fahrzeuggeometrie, wie die Verschiebung des Schwerpunkts oder des Pendelpunktes der Vorderachse, können das Wankverhalten deutlich verbessern. Es konnte auch festgestellt werden, dass eine Pendelachse mit einer Wankmomentabstützung eine beträchtliche Reduzierung des Wankwinkels bewirkt. Es konnte auch die Masse eines Anbaugeräts im Heckkraftheber dafür genutzt werden, den Wankwinkel zu reduzieren. Dafür mussten zwei Stabilisierungszylinder zwischen dem Rumpf und den Unterlenkern angebracht werden, die abhängig von Fahrgeschwindigkeit, Querbeschleunigung und Lenkwinkel ausgelenkt werden.

ΧI

Mit dem Hohenheimer Reifenmodell wurde ein Grundstein für weitere Untersuchungen im Bereich des Fahrverhaltens landwirtschaftlicher Fahrzeuge gelegt. Durch seinen Einsatz im Rahmen eines Gesamtfahrzeugmodells ist eine sehr gute Übereinstimmung der Simulation mit den Messergebnissen erreicht worden, so dass das Gesamtfahrzeugmodell für grundsätzliche Untersuchungen bezüglich des Fahrverhaltens genutzt werden konnte.

ABSTRACT

The driving speed of modern agricultural tractors increased continuously during the last years. Nowadays, a maximum driving speed of 50 km/h is standard for agricultural tractors in Germany. To be able to drive safely at such high speeds, the agricultural tractors are equipped with a suspended front axle. However, a rear axle suspension for standard tractors is still too expensive and has thus not prevailed yet. The increasing percentage of transportation duties and the efforts to increase the productivity generate a high demand for even faster agricultural tractors. Therefore, the first standard tractor with a maximum driving speed of 60 km/h was presented in 2005. This speed was achievable without a major change of the vehicle's basic design. However, even higher driving speeds will require substantial modifications of the vehicle's concept and are thus not expected very soon.

Since the agricultural tractors are designed mainly for the field work, their driving dynamics characteristics on the road are not always perfect. The high vehicle masses, possible insufficiencies in the construction and interaction of various vehicle components together with the missing rear axle suspension can lead to critical behaviour of the vehicle, especially during high speed cornering. The entire suspension on the rear axle is accomplished by the tyres. Since the agricultural tyres are mainly designed for carrying high loads and generating high draft forces on soft soil, their driving dynamics properties on the road are rather insufficient. They usually have a radial run-out with an amplitude of 1-2 mm. Due to the rather low damping of the agricultural tyres, this rather small run-out can cause vibrations with a quite high amplitude, especially if the excitation is close to the eigenfrequency of the vehicle. Furthermore, the tyre inflation pressure varies between 0.8 and 2.0 bar - which is a relatively large span - making the vehicle setup more difficult.

To analyse the driving dynamics of agricultural tractors and to identify possible problems and insufficiencies at an early stage of development simulation models are used. A very important part of a vehicle model is the tyre model. Being the link between the vehicle and the ground, the tyre has a high influence on the vehicle behaviour. It is therefore essential to use an accurate tyre model. Most of the commercially available tyre models today are optimized for passenger car tyres and are thus of limited use for soft and large agricultural tyres.

In this doctoral thesis at the University of Hohenheim a dynamic model for agricultural tyres on rigid surfaces was developed – the Hohenheim Tyre Model. It is a hybrid model since it needs physical parameters like spring and damper coefficients as well as empirically obtained data for the tyre-ground-characteristics. The Hohenheim Tyre Model uses the wheel speeds and the speed of the tyre tread to calculate the deflection velocity and the deflection of the tyre and subsequently uses both values as inputs for spring-damper-elements. The force calculated in these so-called Voigt-Kelvin-Elements is finally used to determine the slip and the slip angle of the wheel. The tyre model was created in MATLAB/Simulink and can be coupled to any multi-body-software. The model allows to calculate the transient tyre behaviour in three dimensions with a low computational effort, which makes it adequate for driving dynamics simulation. It takes the nonlinearities of the tyre into account and calculates the forces for pure longitudinal or lateral slip as well as for combined slip conditions.

An important goal in the designing of the model was the number of model parameters which should be as low as possible. All of the used model parameters have a physical background and can either be determined on two test stands of the University of Hohenheim or they are given directly by the manufacturer. On the two test rigs – a single wheel tester and a flat belt test rig – the parameters describing the tyre-ground-characteristics and the spring and damper characteristics of the tyres were obtained. The test rigs are also used for the verification of the model equations. For that purpose, models of both test rigs were created and used for reproducing the test procedures in simulations. The flat belt test rig was used for drop tests at different driving speeds and wheel loads. Measurements with quasi-steady-state and dynamically varying slip and slip angle were accomplished on the single wheel tester, as well as dynamical and quasisteady-state tests under combined slip conditions. The simulation results matched the measurements very well. Finally, the tyre model was validated in different handling test with a test tractor.

Abstract

The test tractor was equipped with three measuring rims, a two-dimensional optical velocity sensor, a three-dimensional angular rate sensor, and several acceleration sensors. Different dynamical and steady-state tests were performed and the measurements and the simulation results were compared. For the simulation an already existing vehicle model – extended by the Hohenheim Tyre Model – was used. To eliminate the driver's influence, the measured steering angle was used as an input for the simulation model. For all handling-relevant values the simulation results agreed very well with the measurements.

After the validation, the tractor model was used for driving dynamics analysis and especially for improvement of the roll behaviour. Already simple modifications of the vehicle's geometry - like the variation of the position of the centre of gravity or of the pivot point of the front axle - improved the roll behaviour considerably. It was also shown, that a swing front axle with a roll moment support reduces the roll angle. The mass of an implement in the three-point-hitch can also be used to reduce the roll angle. For that purpose, two stabilizing hydraulic cylinders were applied to the draft links, which are moved laterally depending on the driving speed, the lateral acceleration, and the steering angle.

The Hohenheim Tyre Model provides a basis for further analysis of the handling of agricultural vehicles. Its application within a vehicle model led to very good agreement between the measured and simulated data. The complete vehicle model was therefore used for basic driving dynamics analysis of agricultural tractors.

XV

1 EINLEITUNG

Bereits seit Jahren vollzieht sich in Deutschland ein Strukturwandel in der Landwirtschaft. Um ein ausreichendes Einkommen zu erreichen, müssen die Betriebe stark wachsen, was immer längere Transportwege zur Folge hat. Neben diesem Aspekt hat auch die Konzentration der Gutannahme- und Abgabestellen dazu geführt, dass der Ackerschlepper immer häufiger für die Transportfahrten auf der Straße verwendet wird. Die benötigten höheren Transportleistungen können durch eine Erhöhung der Transportmassen sowie der Transportgeschwindigkeit verwirklicht werden. Die maximalen durch die Straßenverkehrszulassungsordnung (StVZO) vorgegebenen Transportmassen sind oftmals schon erreicht, so dass eine Steigerung der maximalen Fahrgeschwindigkeit in diesen Fällen die einzige Möglichkeit zur Erhöhung der Arbeitsproduktivität darstellt [1]. Aus diesem Grund stieg die maximale Fahrgeschwindigkeit der Ackerschlepper mit einer Vorderachsfederung von 25 km/h auf 50 km/h, in Einzelfällen sogar auf 60 km/h [2; 3]. Vollgefederte Fahrzeuge erreichen 80 km/h [4]. Eine Hinterachsfederung ist bei den Ackerschleppern mit bauartbedingter Höchstgeschwindigkeit bis 60 km/h aus Kostengründen meistens nicht vorhanden. Daher spielen die Reifen eine sehr große Rolle im Fahrverhalten dieser Fahrzeuge. Sie sind das direkte Verbindungsglied zwischen dem Ackerschlepper und der Straße und leisten die gesamte Dämpfungs- und Federungsarbeit an der Hinterachse. Die durch die Straße, den Antrieb und die Reifen selbst verursachten Vibrationen werden direkt an das Fahrzeug weitergegeben.

Die Ackerschlepperreifen bilden einen Kompromiss zwischen den Anforderungen auf dem Acker und auf der Straße und haben eher schlechte Dämpfungseigenschaften. Zudem weisen sie eine herstellungsbedingte Unrundheit mit einer Amplitude bis zu 2 mm auf. Da die Felgen auch eine Unrundheit aufweisen, können die Reifen derart auf die Felge aufgezogen werden, dass sich die Unrundheiten möglichst aufheben. Eine Restunrundheit bleibt jedoch häufig und führt zu Anregungen des Fahrzeugs. Die Eigenfrequenz eines Ackerschleppers liegt je nach Masse und Reifeninnendruck zwischen 2 und 4 Hz. Die Anregungsfrequenz entspricht der Anzahl der Radumdrehungen pro Sekunde und damit der Fahrgeschwindigkeit. Je nach Abrollumfang der Hinterräder und nach Fahrzeugeigenfrequenz liegt die kritische Fahrgeschwindigkeit zwischen 30 und 50 km/h. Wird das Fahrzeug mit der kritischen Fahrgeschwindigkeit bewegt, können starke Radlastschwankungen auftreten, die im Extremfall zur vollständigen Entlastung der Räder führen können. Da die maximal übertragbaren Seitenkräfte der Reifen von der Radlast abhängig sind, wirken sich solche Radlastschwankungen stark auf das Fahrverhalten aus. Bei schneller Kurvenfahrt kann dieses Verhalten zu unkontrollierbaren Zuständen führen [5].

Neben der Fahrsicherheit wird durch die auftretenden vertikalen Schwingungen auch der Komfort stark beeinträchtigt. Obwohl die meisten Schlepper heute eine Kabinen- und Sitzfederung haben, ist die Abstimmung dieser Fahrzeugelemente aufeinander oft unzureichend, so dass Schwingungen nicht immer genügend gedämpft werden können. In manchen Fällen werden sie sogar verstärkt.

Um unerwünschtes Fahrverhalten bereits in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs vorhersagen zu können, werden Simulationsmodelle eingesetzt. Sie verkürzen die Entwicklungszeit erheblich, da verschiedene Fahrzeugauslegungen bereits vor den Bau des ersten Prototyps am Rechner untersucht und miteinander verglichen werden können. Für Fahrdynamiksimulation werden heute so genannte MKS-Programme (Mehrkörpersimulationsprogramme) verwendet. Diese berechnen die auf das Fahrzeug und seine Bauteile wirkenden Kräfte und Momente und die sich daraus ergebenden Beschleunigungen [6; 7]. Auf Grund der großen Bedeutung der Reifen für die Ackerschlepperfahrdynamik nimmt das Reifenmodell bei der Fahrzeugmodellierung eine besondere Stellung ein. Die Kräfte und Momente auf das Fahrzeug und folglich seine gesamte Bewegung im Raum werden maßgeblich durch die Reifen bestimmt. Daher ist ein genaues Reifenmodell die Grundlage eines Fahrzeugmodells.

Momentan existieren einige kommerziell verfügbare Reifenmodelle, die allerdings häufig auf Pkw-Reifen spezialisiert und nur eingeschränkt auf Ackerschlepperreifen anwendbar sind. Zusätzlich ist es schwer, die entsprechenden Modellparameter zu ermitteln, da die Mehrheit dieser Modelle besondere Prüfstände benötigt, die für Reifen von bis ca. 2 m im Durchmesser kaum existieren. Die vorliegende Arbeit befasst sich im ersten Teil mit der Erstellung und Verifizierung eines Modells für Ackerschlepperreifen – des Hohenheimer Reifenmodells – sowie seiner Anwendung im Rahmen eines bereits existierenden Ackerschleppermodells. Das Hohenheimer Reifenmodell verwendet dabei verhältnismäßig wenige Parameter – alle mit physikalischer Bedeutung. Zudem sind alle Modellparameter an den Prüfständen des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim bestimmbar. Der Gültigkeitsbereich des Hohenheimer Reifenmodells ist auf eine feste Fahrbahn und den fahrdynamisch relevanten Frequenzbereich bis ca. 10 Hz beschränkt.

Im zweiten Teil der Arbeit wird das Hohenheimer Reifenmodell in das bereits existierende Fahrzeugmodell eines Ackerschleppers vom Typ Fendt 509C [7] eingesetzt und durch Fahrversuche verifiziert. Dazu wurden mit einem Messfahrzeug verschiedene Fahrversuche durchgeführt und die relevanten fahrdynamischen Größen aufgezeichnet. Anschließend werden die gemessenen Größen mit den Simulationsergebnissen verglichen, um das Gesamtfahrzeugmodell zu validieren.

Der dritte Teil befasst sich mit Untersuchungen von Optimierungsvorschlägen hinsichtlich der Fahrdynamik. Dazu wird das Gesamtfahrzeugmodell durch eine Wankabstützung an der Vorderachse und einen Wankwinkelausgleich am Heckkraftheber erweitert. Anhand von simulierten Manövern im offenen Regelkreis werden die Auswirkungen dieser beiden Möglichkeiten der Wankwinkelreduzierung untersucht.

2 STAND DER TECHNIK

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über bisherige Untersuchungen an landwirtschaftlichen und Lkw-Reifen und ihre Auswirkungen auf das Fahrzeugfahrverhalten gegeben. Im ersten Schritt werden die Reifen- und Fahrdynamikuntersuchungen im Absatz 2.1 präsentiert. Darauf folgt ein Überblick über bisherige Arbeiten im Bereich der Reifen- und Fahrzeugmodellierung im Absatz 2.2.

2.1 Reifen- und Fahrdynamikuntersuchungen

Um grundlegende Kenntnisse über Reifen und eine Basis für das Verständnis der Fahrdynamik zu gewinnen, werden verschiedene Prüfstände und Testverfahren verwendet. Die gewonnenen Erkenntnisse aus diesen Arbeiten dienen als Grundlage für die Reifenmodellierung und fließen auch in das Hohenheimer Reifenmodell ein.

An der Universität Hohenheim werden Untersuchungen des Reifenverhaltens unter verschiedenen Betriebsbedingungen und mit verschiedenen Untersuchungsschwerpunkten seit den 1980er Jahren durchgeführt. Schrogl untersuchte an einem dafür konstruierten Flachbandprüfstand die vertikalen Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Ackerschlepperreifen [8]. Der Flachbandprüfstand ermöglicht Untersuchungen am gezogenen Rad bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Radlasten. Langenbeck setzte die Untersuchungen der Vertikalkräfte fort und entwickelte ein nichtlineares zweidimensionales Modell des Reifens [9]. Er ermittelte die benötigten Parameter und verifizierte das zweidimensionale Reifenmodell. Weitere Untersuchungen der Vertikalund Längskräfte am Reifen wurden von Plesser durchgeführt. Er konnte den Einfluss der Stollen und der Radunrundheit auf das Schwingungsverhalten des Rades dokumentieren [10].

Heine untersuchte das stationäre und instationäre Seitenkraft- und Rückstellmomentverhalten für gezogene Ackerschlepperreifen [11]. Er verwendete einen Anhänger mit gegeneinander lenkbaren Rädern, der eine maximale Felgengröße bis 28 Zoll ermöglichte. Um größere Reifen untersuchen zu können, entwickelte Armbruster im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 183 eine Einzelradmesseinrichtung [12]. Sie ermöglicht Messungen am gezogenen und am angetriebenen bzw. gebremsten Rad bis zu einer Felgengröße von 38 Zoll. Das Rad kann gelenkt und so ein Schräglaufwinkel erzeugt werden. Eine Radlastregelung erlaubt eine genaue Vorgabe der gewünschten Vertikalkraft und hält diese annähernd konstant. Armbruster untersuchte anschließend das stationäre Längs- und Seitenkraftverhalten unter überlagerten Schlupfbedingungen [13; 14]. Weitere Untersuchungen der Längs- und Seitenkraft bei überlagerten Schlupfzuständen führte Barrelmeyer durch. Er erweiterte die Einzelradmesseinrichtung, so dass eine dynamische Schräglaufwinkelverstellung möglich wurde, und untersuchte sowohl das stationäre als auch das instationäre Reifenverhalten auf fester und nachgiebiger Fahrbahn [15-17]. Schlotter analysierte den Einfluss dynamischer Radlastschwankungen auf die Horizontalkräfte [18-20]. Dabei regte er das Messrad der Einzelradmesseinrichtung über die Radlastregelung sowie durch Hindernisüberfahrten an. Er setzte verschiedene Reifenmodelle ein und berechnete die instationären Kraftverläufe. Schreiber et al. zeigten die Verschiebung des Angriffspunktes der Seitenkraft in der Radaufstandsfläche und belegten die Trennung der Angriffspunkte der Längs- und Seitenkraft [21]. Die Verschiebung des Aufstandspunktes für angetriebene Räder wurde von Brinkmann et al. analysiert [22]. Die in den Untersuchungen gesammelten Erkenntnisse konnten schließlich in einem instationären Reifenmodell zusammengefasst werden [23; 24].

Eine Einzelradmesseinrichtung wurde auch für Untersuchungen vertikaler Reifeneigenschaften an der Harper Adams University eingesetzt. Keen regte den Reifen durch eine sinusförmig gestaltete nachgiebige Fahrbahn sowie mittels einer Schwellenfahrbahn an [25]. Er konnte einen erheblichen Dämpfungsanstieg auf nachgiebigem Boden feststellen. Darüber hinaus untersuchte er den Einfluss der Radlastschwankungen auf die Triebkraft sowie den Einfluss der Triebkraft auf die vertikale Steifigkeit und Dämpfung des Reifens auf nachgiebigem Boden [26].

Am Institut für Landtechnik und Baumaschinen der Universität Berlin werden seit den 1970er Jahren Untersuchungen der dynamischen Eigenschaften von Ackerschleppern und deren Reifen durchgeführt. Die Untersuchungen von Sharon [27] und Owzar [28] stellen den Anfang dortiger Forschung dar. Das Augenmerk der Arbeiten von Sharon und Kising [29] lag auf der Vertikaldynamik der Ackerschlepperreifen. Der Einfluss der Unwuchten und Unrundheiten auf die Fahrdynamik wurde von Yeh analysiert [30], der den Stoßfaktor als Beurteilungskriterium wählte. Siefkes untersuchte die Dynamik in der Kontaktzone zwischen Reifen und Boden und ihre Auswirkungen auf das Verschleißverhalten von Reifen [31]. Die Erkenntnisse aus diesen Arbeiten kamen in einer Reihe von Untersuchungen zu den Auswirkungen der Reifeneigenschaften und Schwingungen auf die Fahrzeugdynamik zum Einsatz [32-42]. Aus diesen Arbeiten, die sich zum Teil bereits mit Simulationsmodellen von Gesamtfahrzeugsystemen befassen, wird das große Potential von Mehrkörpersimulationsmodellen hinsichtlich der Fahrzeugoptimierung deutlich.

In Dresden führte Hlawitschka [43] in den 70er Jahren ebenfalls Untersuchungen der dynamischen Vertikal- und Längskräfte an Ackerschlepperreifen durch, die Müller [44] fortsetzte. Als Ergebnis erstellten sie ein einfaches Ackerschleppermodell zur Simulation der Vorderachskräfte bei einer Hindernisüberfahrt.

Weitere Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Ackerschlepperreifen und Ackerschlepperfahrdynamik entstanden in England am Silsoe Research Institute in Zusammenarbeit mit der Universität Leeds. Lines und Young entwickelten ein Messfahrzeug zur Untersuchung des dynamischen Seitenkraftaufbaus bei Ackerschlepperreifen [45], das zur Verifizierung dortiger Modelle diente. Die Forschungsarbeiten führten zu zahlreichen Veröffentlichungen zum dynamischen Reifenverhalten [46-50] sowie Fahrverhalten von Ackerschleppern [51-55].

An der Universität Pretoria wurden Versuche zur Verformung des Reifens auf nachgiebigem und festem Boden von du Plessis durchgeführt [56]. Er setzte eine Einzelradmesseinrichtung ein und ermittelte die statische und dynamische Reifenverformung eines rollenden Rades mittels Federn und Dehnmessstreifen im Reifeninneren. Auf festem Boden beulte sich der Reifen bei hoher Radlast und niedrigem Reifeninnendruck sogar nach innen ein.

Einen Prüfstand für großvolumige Reifen sowie Untersuchungen zur Längskraft präsentierten Shmulevich et. al an der Universität Haifa [57; 58]. In weiteren

6

Arbeiten wurden Längskräfte am Reifen modelliert und das Modell am Prüfstand verifiziert [59]. Der Schwerpunkt der Arbeiten an der Universität Haifa lag allerdings auf der Interaktion des Reifens mit nachgiebigem Boden.

An der KTH Stockholm wurden Fahrdynamikuntersuchungen an einem knickgelenkten Muldenkipper durchgeführt [60]. Stationäre Kreisfahrt mit verschiedenen Radien und Fahrgeschwindigkeiten sowie quasistationäre Zugkraftmessungen bei verschiedenen Radlasten wurden für die Parametrisierung des Reifenmodells von Pacejka eingesetzt. Die Fahrdynamik von schweren dreiachsigen Militärfahrzeugen auf nachgiebigem Boden wurde von Noréus modelliert [61].

An der Technischen Universität Darmstadt untersuchten Simuttis [62] und Hoffmann [63] das Bremsverhalten von Ackerschleppern und landwirtschaftlichen Zügen. Betzler [64] befasste sich mit dem stationären und instationären quer- und vertikaldynamischen Verhalten sowie der Dynamik bei Bremsungen gefederter und ungefederter Fahrzeuge. Für die Messung von Beschleunigungen und Drehraten im Fahrzeugschwerpunkt setzte er eine kreiselstabilisierte Plattform ein. Die gewonnenen Messergebnisse wurden zur Validierung eines einfachen dreidimensionalen Starrkörpermodells eines Ackerschleppers verwendet. Die im Ackerschleppermodell eingesetzten Reifenkennlinien wurden in Fahrversuchen ermittelt. Es konnte eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen erreicht werden. Wermann legte den Schwerpunkt seiner Arbeit auf das stationäre sowie instationäre dreidimensionale Verhalten verschiedener Fahrzeuge unter verschiedenen Beladungszuständen [65]. Anschließend untersuchte er Ackerschlepperreifen an einem eigens dafür entwickelten Messanhänger und setzte die so gewonnenen Parameter in einem auf dem Modell von Betzler basierten Ackerschleppermodell ein. Die durchgeführten Variationsrechnungen zeigten tendenziell das im Fahrversuch festgestellte Fahrverhalten auf. Während jedoch das reale Fahrzeug ein stark nichtlineares Verhalten, insbesondere bei extremen Manövern aufwies, lagen die Simulationsergebnisse weitgehend im linearen Bereich. Diese Abweichungen führte Wermann auf Unzulänglichkeiten bei der Reifenmodellierung zurück.

Haken konstruierte ein Messfahrzeug zur Messung von Seitenkraft und Rückstellmoment am gezogenen und angetriebenen bzw. gebremsten Rad [66]. Das Fahrzeug eignet sich allerdings nur für Pkw- und Lkw-Reifen. Anschließend führte Haken eine Reihe von Messungen mit dem Schwerpunkt auf den Seitenkräften in Abhängigkeit von der Längskraft bzw. dem Rückstellmoment durch. Weitere Messungen zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf trockener und nasser Fahrbahn wurden von Maulick durchgeführt [67; 68]. Die gewonnenen Daten setzte er zur Validierung eines Reifenmodells ein, das empirische und physikalische Ansätze kombiniert. Die Einbindung des Reifenmodells in ein Mehrkörpersimulationsmodell eines Fahrzeugs führte zu sehr guten Ergebnissen.

Pflug und Weber [69] untersuchten an der Universität Hannover das stationäre laterale Reifenverhalten von Lkw-Reifen an einem Trommelprüfstand und verglichen die Ergebnisse mit den mit Hilfe eines Messanhängers auf echter Fahrbahn gewonnenen Messdaten. Die Ergebnisse waren jedoch nicht vergleichbar, so dass weitere Untersuchungen zum instationären Schräglauf mit dem Messanhänger erforderlich waren [70]. Willeke führte weitere Messungen an Nutzfahrzeugreifen durch, erstellte ein stationäres Reifenmodell und setzte es in einfachen MKS-Fahrzeugmodellen ein [71]. Weitere Untersuchungen führte Faber durch, der ein MKS-Modell eines Sattelschleppers in ADAMS für Fahrdynamik-untersuchungen einsetzte [72].

2.2 Reifen- und Fahrzeugmodellierung

Da aus den Messergebnissen gewonnene Erkenntnisse als Grundlage für mathematische Modelle dienen, führten einige der bereits genannten experimentellen Arbeiten zu entsprechenden Reifen- und Fahrzeugmodellen. Im folgenden Kapitel werden einige dieser Modelle näher erläutert, insbesondere solche mit dem Schwerpunkt auf landwirtschaftlichen Reifen und Fahrzeugen. Auf Grund der Vielzahl von Veröffentlichungen auf diesem Gebiet können im Folgenden nicht alle Modelle beschrieben werden. Es wird vielmehr ein kurzer Überblick über Modellierungsmethoden und stellvertretende Modelle präsentiert.

2.2.1 Reifenmodelle

Der starke Einfluss der Reifen auf das Fahrverhalten [73; 74] macht ein möglichst genaues Reifenmodell als Basis für ein korrektes Fahrzeugmodell erforderlich. In den letzten fünfzig Jahren wurde daher eine Vielzahl verschiedener Reifenmodelle entwickelt und eingesetzt. Viele davon sind für den jeweiligen Anwendungsfall konzipiert und können nur bedingt in anderen Bereichen eingesetzt werden. Einen Überblick über einige wichtige Modelle aus der Sicht der Pkw-Entwicklung geben Bösch et al. [75]. Die Modelle unterscheiden sich in ihrem Ansatz teilweise erheblich, woraus sich deutliche Differenzen in ihrer Genauigkeit, Rechenzeit sowie Anzahl der benötigten Parameter und deren Ermittlung ergeben. Lugner untersuchte das Verhalten verschiedener Reifenmodelle, indem er die Simulationsergebnisse bei definierten Versuchen an einem Prüfstand miteinander verglich. Er stellte fest, dass die Ergebnisse teilweise deutlich voneinander abweichen [76].

Eine Einteilung der Reifenmodelle gibt Pacejka in Bild 1 [77; 78]. Er stellt einige wichtige Kenngrößen eines Reifenmodells in Abhängigkeit von der zugrunde liegenden mathematischen Beschreibung dar. Die einfachen empirischen Modelle der ersten Kategorie, die hauptsächlich mit Regressionen arbeiten, haben einen hohen experimentellen Aufwand bei guter Genauigkeit und hoher Anzahl benötigter Eingangsparameter. Auf Herleitungen aus Messkurven basierende Modelle, deren Funktionsprinzip auf bekannten Gesetzmäßigkeiten und deren mathematischer Anpassung beruht, benötigen deutlich weniger Eingangsparameter, was zu einer Reduzierung des experimentellen Aufwands führt. Allerdings nimmt ihre Genauigkeit etwas ab. Physikalische Modelle der dritten Kategorie arbeiten mit einfachen mechanischen Ersatzmodellen und benötigen wenige Parameter bei etwas schlechterer Genauigkeit. Der Parameterbestimmungsaufwand ist allerdings auch am geringsten. Sie bieten bereits einen besseren Einblick in das Reifenverhalten. Komplexe physikalische Modelle der vierten Gruppe sind die FEM-Modelle, die den Reifen sehr fein diskretisieren und seinen Aufbau berücksichtigen. Diese Modelle haben eine sehr hohe Genauigkeit bei relativ hohem Parameterbestimmungsaufwand und bieten einen sehr guten Einblick in das Reifenverhalten. Eine weitere Größe, die dem Graphen von Pacejka hinzugefügt werden kann, ist die Rechenzeit. Sie ist bei empirischen Modellen der Gruppe eins und zwei niedriger als bei physikalischen Modellen, bei denen sie mit der Komplexität des Ansatzes stark zunimmt. Aus Übersichtlichkeitsgründen werden im Weiteren die Modelle der Gruppen eins und zwei unter empirischen und die Modelle der Gruppen drei und vier unter physikalischen Modellen zusammengefasst. Eine klare Zuordnung ist jedoch nicht immer möglich, da die meisten Modelle sowohl empirische als auch physikalische Elemente beinhalten.



Bild 1: Einteilung der Reifenmodelle (verändert nach [78]).

2.2.1.1 Empirische Reifenmodelle

Empirische Modelle verwenden zur Reifenbeschreibung in der Regel gemessene Kennfelder. Sind diese nicht oder nur teilweise vorhanden, werden sie mit verschiedenen Methoden approximiert. Die dafür eingesetzten Parameter haben in der Regel keine physikalische Bedeutung. Wie aus Bild 1 ersichtlich, sind kurze Rechenzeiten und hohe Genauigkeit die wichtigsten Vorteile dieser Modellart. Nachteilig wirkt sich jedoch die große Anzahl benötigter Parameter aus, da ihre Bestimmung entsprechend aufwändig ist. Der Gültigkeitsbereich der Modelle ist relativ schmal, da die eingesetzten Parameter nur für bestimmte Bedingungen und Zustände gelten. Auf Grund kurzer Rechenzeiten werden diese Modelle in der Fahrdynamiksimulation jedoch häufig eingesetzt.

Eines der frühen Modelle dieser Art wurde von Fiala 1954 entwickelt [79]. Der Latsch wird als ein deformierbares Band angesehen, wodurch eine Bestimmung des Angriffspunktes der Seitenkraft möglich wird. Die Seitenkraft wird in Abhängigkeit von der Radlast und dem Reibbeiwert berechnet.

"Magic-Formula" von Pacejka ist das bekannteste dieser Modelle [77]. Magic-Formula approximiert die Reifen-Boden-Charakteristika – also die μ - σ -Beziehung sowie die entsprechende Beziehung zwischen des Seitenkraftbeiwerts und des Schräglaufwinkels α – anhand einiger gemessenen Punkte. Die dabei verwendete Grundgleichung für den Triebkraft- bzw. Seitenkraftbeiwert lautet:

$$y = D \cdot \sin\{C \cdot \arctan[B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x))]\}$$
(1)

wobei: D – maximaler Wert, B – Steifigkeitsfaktor, C – Formfaktor sowie E – Krümmungsfaktor.

Diese Gleichung erzeugt eine Kurve, die durch den Nullpunkt geht, ein Maximum und ein Minimum besitzt und sich für $x \Rightarrow \pm \infty$ einer horizontalen Asymptote nähert. Die oben aufgelisteten Faktoren erlauben entsprechende Anpassungen der Kurve. Bild 2 zeigt, wie die Kurve für den Triebkraftbeiwert bei verschiedenen Parametern der Gleichung (1) verläuft. Obwohl diese eine mathematische Bedeutung haben, ist es bereits bei dieser Grundgleichung schwierig, den Kurvenverlauf vorherzusagen, insbesondere bei gleichzeitiger Veränderung mehrerer Parameter. Um weitere Modifikationen der Kurven zu erlauben, wurden jedoch nach und nach neue Faktoren eingeführt und die Gleichung (1) erweitert. Dadurch wurde z.B. eine Verschiebung der gesamten Kurve entlang der beiden Achsen oder gezieltes Beeinflussen des Kurvenverlaufs an bestimmten Stellen, wie beispielsweise am Maximum, möglich.



Bild 2: Mit Magic-Formula erzeugte Kurven und die Bedeutung einzelner Parameter. Der Steifigkeitsparameter aller Kurven beträgt B = 5.

Neben den Modellparametern werden für die Kraft- und Momentberechnung auch zusätzliche Eingangsgrößen benötigt. Diese, in Bild 3 dargestellten Größen, ergeben sich aus den Geschwindigkeits- bzw. Positionsvektoren der Radnabe. Magic-Formula verwendet den Schlupf als Eingangsgröße, was zu Schwierigkeiten bei Berechungen im Stillstand des Rades führt.



Bild 3: Von Pacejka vorgeschlagene Ein- und Ausgangsgrößen eines Reifenmodells (verändert nach [78]).

Magic-Formula kann jedoch nur im stationären Fall verwendet werden und bedarf Erweiterungen, um die Reifendynamik wiedergeben zu können [80]. Daher wurde dieser Ansatz durch diverse Feder-Dämpfer-Systeme und einen steifen Ring ergänzt, wodurch das Modell den instationären halbempirischen Modellen zugeordnet werden kann, Bild 4.



Bild 4: Prinzipskizze des Reifenmodells MF-Swift [77].

Dieses erweiterte Modell heißt MF-Swift (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model) und kann für Wellenlängen von mindestens 0,2 m und in Frequenzbereichen bis ca.100 Hz eingesetzt werden. Die Kraftübertragung in der Aufstandsfläche wird weiterhin mit Magic-Formula berechnet, während der zusätzliche steife Ring für die Berechnung der Reifendynamik verwendet wird. Dabei werden bis zu 180 verschiedene Parameter benötigt, die an speziellen Prüfständen ermittelt werden müssen.

Ein weiteres halbempirisches Modell ist "TM Easy" [81; 82]. Dieses Reifenmodell nähert die Reifen-Boden-Kennlinien durch entsprechende Polynome an. Die resultierende Horizontalkraft wird anhand des so genannten Summenschlupfs – der sich aus dem Längs- und Querschlupf zusammensetzt – gebildet. Dafür wird ein Reifenkennfeld verwendet, das eine Überlagerung der Längs- und Seiten-kraftkennlinie darstellt, Bild 5.



Bild 5: Von TMEasy verwendetes Reifenkennfeld [81].

Auch dieses Modell ist nur für stationäre oder quasistationäre Zustände geeignet, da es keine dynamischen Elemente beinhaltet. Hindernisüberfahrten sind mit TMEasy bisher nicht möglich.

Das Slip-Drift-Modell von Grečenko [83; 84] wurde ursprünglich für die Berechnung der horizontalen Reifenkräfte auf nachgiebigem Boden konzipiert, kann aber unter entsprechenden Annahmen auch auf starrer Fahrbahn verwendet werden, Bild 6.



Bild 6: Horizontale Bodenkraft und die Deformation (links) sowie der vereinfachte bilineare Verlauf der Schubspannung *t* über der Deformation *j* (rechts).

Der Reifen und der Boden werden als in Serie geschaltete Elemente betrachtet, wobei bei starrer Fahrbahn die Deformation des Bodens entfällt. Der Gradient *u* wird nach folgender Gleichung aus dem Schlupf und dem Schräglaufwinkel berechnet:

$$u = \sqrt{\sigma^2 + (1 - \sigma)^2 \cdot \tan^2 \alpha}$$
 (2)

Mit: σ – auftretender Schlupf und α – Schräglaufwinkel.

Die daraus ermittelte Deformation *j* wird anschließend für die Berechnung der Schubspannung nach dem bilinearen Ansatz verwendet, Bild 6. Die dazugehörige Gleichung lautet:

$$\tau = \frac{\tau_{max}}{2 \cdot j_k} \cdot (j + j_k - |j - j_k|) \tag{3}$$

Mit: τ – Schubspannung, τ_{max} – maximale Schubspannung, j_k – charakteristische Deformation.

Die Integration der Schubspannungen in der Aufstandsfläche liefert schließlich die resultierende Horizontalkraft [85].

Dugoff entwickelte ein Model für überlagerten Schlupf auf fester Fahrbahn [86], das von Crolla erweitert wurde, wobei die Verformung in der Aufstandsfläche in die des Reifens und des Bodens aufgeteilt wurde [87]. Dadurch ist das Modell für Berechnungen auf nachgiebigem Boden anwendbar und weist Ähnlichkeiten mit Grečenkos Slip-Drift-Modell auf. El-Razaz erweiterte diesen Ansatz durch die Verwendung flexibler Speichen, was letztlich zu einem dreidimensionalen Bürstenmodell führte [88].

An der Universität Hohenheim entwickelten Armbruster und Langenbeck ein nichtlineares Reifenmodell, das die Dynamik des Reifens und die Übertragbarkeit der Kräfte in der Radaufstandsfläche berücksichtigt [89-92]. Obwohl dieses Modell physikalische Ersatzsysteme verwendet, wurden die Steifigkeiten und Dämpfungs-koeffizienten in Messreihen gewonnen und anschließend approximiert. Daher wird
es den halbempirischen Modellen zugeordnet. Die Längs- und Querdynamik sowie der Rollwiderstand wurden nicht berücksichtigt. Langenbeck erweiterte diesen einfachen Ansatz, indem er anstatt des einfachen Voigt-Kelvin-Elements für die Vertikalrichtung ein nichtlineares verwendete. Dadurch berücksichtigte er die progressive vertikale Federkennlinie des Reifens und den Geschwindigkeitseinfluss auf die vertikale Dämpfung.



Bild 7: Gleitsteinmodell von Langenbeck.

Zusätzlich führte er ein horizontales lineares Voigt-Kelvin-Element ein, mit dem er den Reifengürtel und die Felge verband [9; 89-91].

Die von ihm verwendete Gleichung für die Vertikalkraft lautet:

$$F_{Z} = (d_{RZI} - d_{RZII} \cdot \dot{x}_{R}) \cdot (\dot{z}_{L} - \dot{z}_{R}) + c_{RZI} \cdot (z_{0} - z_{R})^{c_{RZII}}$$
(4)

Wobei: d_{Rzl} und d_{Rzll} – Dämpfungsbeiwerte, c_{Rzl} und c_{Rzll} – Steifigkeitsbeiwerte.

Langenbeck ermittelte die benötigten Modellparameter am Hohenheimer Flachbandprüfstand, an dem er auch das Modell verifizierte. Anschließend setzte er das Gleitsteinmodell in einem zweidimensionalen Mehrkörpermodell eines Ackerschleppers ein und erarbeitete Verbesserungsmöglichkeiten hinsichtlich des Vertikal- und Längsverhaltens des Fahrzeugs. Plesser [10; 93] erweiterte das Gleitsteinmodell von Langenbeck indem er die Nichtlinearität in Längsrichtung berücksichtigte. Barrelmeyer verglich die Messergebnisse mit dem "Slip and Drift"-Modell von Grečenko [16]. Barrelmeyer konnte das "Slip and Drift" – Modell erweitern, indem er die Abhängigkeit der Seitenkraftbeiwerte von der Radlast auf fester Fahrbahn miteinbezog. Zusätzlich berücksichtigte er die Kohäsion nicht als Konstante sondern als eine Funktion der Gleitgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn. Die errechneten Ergebnisse wiesen eine gute Übereinstimmung mit den Messungen auf.

2.2.1.2 Physikalische Reifenmodelle

Physikalische Modelle beschreiben die Vorgänge im Reifen, indem sie ihn möglichst fein diskretisieren und die Elemente über Feder-Dämpfer-Systeme verbinden. Ihre Genauigkeit hängt, neben anderen Faktoren wie den Eingangsparametern oder der Rechenschrittweite, stark vom Diskretisierungsgrad ab. Die genauesten Reifenmodelle, die auch tiefere Einblicke in die Vorgänge im Reifen bieten, sind FEM-Modelle, die zur vierten Kategorie nach Bild 1 gehören. Ihre langen Rechenzeiten verhindern jedoch ihren Einsatz in der Fahrdynamiksimulation. Daher werden diese Modelle hier nicht weiter erläutert.

Mit etwas gröberer Diskretisierung arbeiten die so genannten strukturmechanischen Modelle. Ihre Genauigkeit und Rechenzeiten hängen allerdings, wie auch bei FEM-Modellen, vom Grad der Diskretisierung ab. Durch die gröbere Diskretisierung sind die Rechenzeiten in der Regel deutlich kürzer als bei FEM-Modellen, was einen Einsatz in der Fahrdynamiksimulation ermöglicht. Diese Modelle werden insbesondere für Simulationen auf unebener Fahrbahn und im Bereich komfortrelevanter Schwingungen sowie für Simulation von Hindernisüberfahrten genutzt. Die Rechenzeiten sind jedoch deutlich länger als bei empirischen oder halbempirischen Modellen, während die Anzahl der benötigten Modellparameter und der Bestimmungsaufwand geringer sind.

Böhm führte grundlegende theoretische Untersuchungen der Reifenmechanik durch und arbeitete die Erkenntnisse in komplexe physikalische Reifenmodelle ein [94; 95]. Weitere Untersuchungen zur Interaktion zwischen Ackerschlepperreifen und nachgiebigem Boden [96], sowie der Einsatz des Reifenmodells für Fahrzeugsimulationen folgten [97].

Ein kommerziell verfügbares strukturmechanisches Modell ist FTire (Flexible Ring Tyre Model) von Gipser [98-100]. Wie der Name schon sagt, ist hier der Stahlgürtel des Reifens durch einen flexiblen, dehnbaren Ring dargestellt. Dieser ist in allen drei Raumrichtungen über Federelemente mit der Felge gekoppelt, Bild 8.



Bild 8: Zweidimensionale Gürteldiskretisierung, stark vereinfacht [98].

Der Ring selbst ist in eine definierte Anzahl kleiner, so genannter Gürtelelemente aufgeteilt, die mit Federelementen miteinander verbunden sind. Durch diese physikalische Beschreibung des Reifens wird ein wesentlich breiterer Einsatzbereich als bei empirischen Modellen erreicht. Die benötigten Eingangsgrößen von FTire sind in Bild 9 dargestellt.

Im Gegensatz zu den meisten empirischen und halbempirischen Modellen, verwenden die physikalischen Modelle den Schlupf nicht als Eingangsgröße, da sie diesen als Ergebnis der Kraftwirkung in der Aufstandsfläche betrachten. Für die Bestimmung von Modellparametern werden, unter anderem, verschiedene Eigenfrequenzen des Reifens verwendet. Diese werden mit der Modalanalyse bestimmt und dienen als Grundlage für die Berechnung der Steifigkeiten und Dämpfungen des Reifens. Durch die Diskretisierung des Reifens können auch die Schwingungen des Reifens selbst und seine Eigenfrequenzen dargestellt werden. Außerdem ist es möglich, Hindernisüberfahrten und auch das Überrollen kurzwelliger Fahrbahnunebenheiten zu simulieren [98; 101].



Bild 9: Ein- und Ausgangsgrößen von FTire (verändert nach [102]).

Eine ähnliche Herangehensweise wie FTire hat das ebenso kommerziell verfügbare RMOD-K bzw. sein Nachfolger LMS CDTire. Ähnlich wie bei FTire diskretisiert RMOD-K bzw. LMS CDTire den Gürtel und binden ihn über Federelemente an die Felge [103]. Die Aufstandsfläche und der Reifen-Boden-Kontakt werden zusätzlich über entsprechende Reibfunktionen modelliert [104]. Bild 10 zeigt die mit RMOD-K errechneten, am Reifen wirkenden Kräfte und ihre Verteilung während einer Hindernisüberfahrt.

Auch die verwendeten Modellparameter und ihre Bestimmungsmethoden von FTire und RMOD-K ähneln sich, was letztlich zu einer guten Übereinstimmung der Rechenergebnisse beider Modellansätze führt [101].



Bild 10: Hindernisüberfahrt simuliert mit RMOD-K [105].

2.2.2 Ackerschleppermodelle

Obwohl sich die Fahrzeugmodellierung hinsichtlich der Fahrdynamik in der Pkw-Branche bereits seit Jahren etabliert hat, setzt sie sich bei den Landmaschinen nur langsam durch. Daher existieren im Moment nur wenige Arbeiten auf diesem Gebiet.

Langenbeck ließ 1992 die Ergebnisse seiner Reifenuntersuchungen in ein zweidimensionales Ackerschleppermodell einfließen. Er untersuchte hauptsächlich die vertikalen Schwingungseigenschaften und die Auswirkung von Tilgermassen auf das Schwingungsverhalten [9].

Jungerberg untersuchte bereits 1984 die Möglichkeiten des Einsatzes von numerischen Modellen in der Simulation von Ackerschleppern [33]. Er stellte zu diesem Zweck die Bewegungsgleichungen des gesamten Schleppers manuell auf. Pickel [39] präsentierte 1993 Mehrkörpersimulationsmodelle mehrerer Ackerschlepper. Er konnte das Potential der Mehrkörpersimulation aufzeigen – konzentrierte sich allerdings auf die Vertikaldynamik. Die Arbeit von Kaplick [40] setzte die MKS-Modellierung an der Universität Berlin fort. Er betrachtete ebenfalls hauptsächlich die vertikalen Schwingungen und befasste sich mit der Nutzung von CAD-Modellen in der Simulation. Von Holst hingegen fokussierte auf die zu dem Zeitpunkt verfügbaren Reifenmodelle und ihren Einsatz in der Mehrkörpersimulation der Ackerschlepper [41]. Er modellierte zwei Prüfstande und ermittelte Parameter für zwei Reifenmodelle – ein einfaches, auf nichtlinearen Feder-Dämpfer-Elementen basierendes Reifenmodell sowie ein strukturmechanisches Reifenmodell. Anschließend verglich er die Simulationsergebnisse beider Reifenmodelle mit den an Prüfständen gewonnenen Messergebnissen. Insbesondere bei Hindernisüberfahrten und durch Stollen und Reifenunrundheit angeregten Schwingungen konnte mit einem strukturmechanischen Modell eine bessere Übereinstimmung mit den Messungen erzielt werden, da dieses auch die modalen Eigenschaften des Reifens berücksichtigt.

An der Universität der Bundeswehr Hamburg wurde die interaktive Simulationsumgebung ORSIS (Off Road Systems Interactive Simulation) entwickelt. In dieser Simulationsumgebung erstellte Harnisch einfache Modelle verschiedener Militärfahrzeuge mit dem Schwerpunkt auf der Echtzeitfähigkeit. Darüber befasste er sich mit Bodenmodellierung, um die Mobilität der Fahrzeuge im Gelände zu untersuchen. Auf Grund schlechter Reproduzierbarkeit von Fahrversuchen im Gelände konnte das Simulationsprogramm ORSIS als Gesamtsimulation nicht validiert werden [106].

An der TU München wurde ein Gesamtfahrzeugmodell für die Simulation von Hindernisüberfahrten und der am Ackerschlepper auftretenden Lastkollektive eingesetzt [7]. Dieses Mehrkörpersimulationsmodell eines Ackerschleppers wurde auch im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt und wird im Kapitel 7 genauer beschrieben. Späth nutzte es für Untersuchungen der Kräfte am Ackerschlepperrumpf sowie der Wachstumsgesetze für Ackerschlepper [107].

An der Universität Braunschweig wandte Wiegandt unter anderem auch ein MKS-Modell eines Ackerschleppers im Rahmen seiner Fahrdynamikuntersuchungen zum Thema Bremsmanagement an [108]. Ebenfalls an der Universität Braunschweig untersuchte Thomas die vertikalen Schwingungseigenschaften von Ackerschleppern anhand eines komplexen Gesamtfahrzeugmodells und konzentrierte sich vor allem auf die Schwingungsbelastung des Fahrers [109]. Er setzte die Simulation für die Entwicklung eines Kabinenfederungskonzeptes ein.

Ki zeigte die Einsatzmöglichkeiten der Simulation auf [110]. Er koppelte die Mehrköpersimulation mit anderen Programmen und nutzte die Ergebnisse für die FE-Analyse und Optimierung der Bauteile. Außerdem simulierte er das Fahrverhalten und zeigte die Ergebnisse eines Ausweichversuchs.

An der Universität in Mailand wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell eines Ackerschleppers erstellt und validiert [111; 112]. Die Ermittlung der Reifenkennlinien erfolgte mittels einer an einem Versuchsschlepper angebrachten Kraftmessfelge. Sie diente neben anderen Sensoren auch für die Validierung des Gesamtfahrzeugmodells.

3 PRÜFSTÄNDE UND METHODEN

Im Rahmen dieser Arbeit wurden für die Parametrisierung und Verifizierung des Hohenheimer Reifenmodells zwei Prüfstände und ein Versuchsackerschlepper eingesetzt.

3.1 Flachbandprüfstand

Um die Vertikalkräfte zu untersuchen, wurden am Flachbandprüfstand Ausschwing- und Rollversuche durchgeführt. Für einen Ausschwingversuch wird die Schwinge so angehoben, dass sie den Boden gerade noch berührt, und anschließend fallen gelassen. Dieser Prüfstand ist bereits in der Literatur ausführlich beschrieben [9; 10], so dass hier nur ein kurzer Überblick gegeben wird.

Das Rad wird in einer Schwinge geführt und rollt auf einem Endlosband ab, Bild 11. Dadurch ist die Anzahl der Systemfreiheitsgrade auf drei reduziert.



Bild 11: Flachbandprüfstand.

Das Band ist mit Sandpapier der Körnung 40 beklebt, um möglichst realitätsnah die Straßenkörnung wiederzugeben. Es gleitet auf einer mit Teflon beschichteten und mit einer Wasser-Öl-Emulsion geschmierten Stahlplatte, die auf drei Kraftmessdosen gelagert ist. Das Rad wird vom Band angetrieben. Dies entspricht dem Betriebszustand eines gezogenen Rades. Das Band wird über ein Getriebe von einem Elektromotor angetrieben. Die maximale Fahrgeschwindigkeit beträgt 60 km/h und es können Räder bis zu einer Breite von 600 mm und einem Durchmesser von 2000 mm aufgenommen werden. Die Messung der Vertikalkraft erfolgt in den Kraftmessdosen unterhalb der Platte. Ihre Dreiecksanordnung erlaubt es, die Verschiebung des Angriffspunktes der Vertikalkraft zu messen, Bild 12.



Bild 12: Dreiecksanordnung der Kraftmessdosen (KMD).

Außerdem wird der Drehwinkel des Rades und der nicht angetriebenen Rolle aufgezeichnet. Eine weitere bedeutende Größe ist der Abstand der Radnabe zum Boden, der mit einem Wegsensor gemessen wird. Um Messungen unter verschiedenen Radlasten durchführen zu können, ist es möglich, die Schwinge unterschiedlich zu ballastieren, wobei die maximale Radlast 60 kN beträgt.

Für eine vollständige Parametrisierung des Reifenmodells müssen Versuche mit drei verschiedenen Radlasten von 10 kN, 14 kN und 20 kN durchgeführt werden.

Zusätzlich wird die Fahrgeschwindigkeit in 5 km/h-Schritten von 0 auf 50 km/h erhöht. Soll der Reifen für verschiedene Luftdrücke parametrisiert werden, müssen ebenfalls Versuche bei dem jeweiligen Reifeninnendruck stattfinden. Diese Vielzahl von Versuchen ist eines der Nachteile des Hohenheimer Reifenmodells und sollte in künftigen Arbeiten reduziert werden. Die Längskräfte werden in den Kraftmessbolzen erfasst. Es ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass die tatsächlich gemessenen Kräfte nicht den Reifenkräften entsprechen, da sie durch auftretende Beschleunigungs-, Zentrifugal- und Gewichtskraft überlagert werden.

Die am Rad angreifende Längskraft F_X kann nicht direkt gemessen werden. Sie ist ein Teil der gesamten in den Lastmessbolzen gemessenen Kraft F_{LMBX} und muss daher berechnet werden, indem andere Komponenten der Lastmessbolzenkraft F_{LMBX} herausgerechnet werden. Diese sind die Beschleunigungskraft, die die Richtung der Rotation hat und daher auch eine x-Komponente, sowie die Zentrifugalkraft, die ebenfalls am Schwerpunkt entlang des Schwerpunkthebelarms I_{SP} angreift, Bild 13.



Bild 13: Flachbandprüfstand mit den auftretenden Kräften, Drehmomenten sowie den geometrischen Daten zur Lage des Schwerpunkts SP und der Radnabe RN.

Wird die Schwinge frei geschnitten und die in Bild 13 dargestellten Größen und das entsprechende Koordinatensystem eingesetzt, lautet die Gleichung für die horizontale Radkraft F_X der Schwinge in x-Richtung wie folgt:

$$F_{X} = m \cdot I_{SP} \cdot \dot{\varphi}_{SP}^{2} \cdot \cos\varphi_{SP} + F_{LMBX} + m \cdot I_{SP} \cdot \ddot{\varphi}_{SP} \cdot \sin\varphi_{SP}$$
(5)

Mit: F_X – Längskraft am Rad, F_{LMBX} – gemessene Kraftmessbolzenkraft, *m* – Masse der Schwinge, I_{SP} – Hebelarm des Schwerpunkts, φ_{SP} – Schwerpunktswinkel.

Bild 14 zeigt die aus der gemessenen Lastmessbolzenkraft errechnete Längskraft am Rad. Die Länge des Hebelarms des Schwerpunkts $I_{SP} = 2,165$ m sowie der Schwerpunktswinkel $\varphi_{SP} = \varphi_{RN} + 0,3$ rad wurden einem CAD-Modell der Schwinge entnommen. Der Winkel φ_{SP} muss bezogen auf den Winkel zwischen dem Boden und der Radnabe angegeben werden, da dieser über die Schwingengeometrie und den Abstand Radnabe-Boden ermittelt werden kann.



Bild 14: Aus einer Messung berechnete am Rad auftretende Längskraft bei einem Ausschwingversuch und einer statischen Radlast von 18 kN.

Aus Bild 14 wird deutlich, dass die am Rad auftretenden Längskräfte sehr klein sind – der stationäre Wert entspricht der Rollwiderstandskraft – und daher nicht für die Parametrisierung des Reifens in Längsrichtung geeignet sind.

3.2 Einzelradmesseinrichtung

Dient der Flachbandprüfstand zur Durchführung von Versuchen an einem rollenden Rad bei höheren Fahrgeschwindigkeiten, so können an der Einzelradmesseinrichtung auch andere Betriebszustände untersucht werden. Der Prüfstand selbst ist ein von einem Ackerschlepper gezogener Messanhänger, Bild 15, wodurch eine hohe Mobilität gewährleistet wird. Dadurch ist es möglich, Messungen sowohl auf festem als auch auf nachgiebigem Boden durchzuführen. Wie der Flachbandprüfstand wurde auch die Einzelradmesseinrichtung häufig in der Literatur beschrieben, so dass hier nur ihre wichtigsten Eigenschaften genannt werden [12-14; 16; 19; 113].



Bild 15: Einzelradmesseinrichtung.

Neben der Möglichkeit, das Messrad hydraulisch anzutreiben oder zu bremsen, erlaubt der Prüfstand auch Untersuchungen am gezogenen Rad. Der Schräglauf kann bis 16° verstellt werden. Da das Bremsen ebenfalls über den hydraulischen Antrieb durchgeführt wird, sind sehr schnelle Bremsungen nicht möglich. Zusätzlich besitzt der Prüfstand eine Radlastregelung mittels eines Hydraulikzylinders, so dass die Radlast konstant gehalten oder definiert variiert werden kann. Die Kräfte und Drehmomente auf das Rad werden mit einem 6-Komponenten-Radkraftdynamometer auf Basis von Piezoelementen erfasst. Die Messung der tatsächlichen Fahrgeschwindigkeit erfolgt mittels eines Peiselerrades, so dass auch der Schwimmwinkel des gesamten Zuges – der sich unter Einwirkung von Seitenkräften auf das Messrad einstellt – erfasst wird.

Um den auftretenden Schwimmwinkel des gesamten Zuges zu kompensieren, kann gegengelenkt werden, was allerdings nicht ausreicht, um den Schwimmwinkel vollständig zu beseitigen. Daher wird aus dem Schwimmwinkel β des Prüfstands und dem Lenkwinkel δ_{LW} des Messrades anschließend der Schräglaufwinkel α des Messrades errechnet. Anschließend wird der Schräglaufwinkel mittels einer Regelung auf den gewünschten Wert eingestellt. Dabei ist zu beachten, dass die tatsächliche Radnabengeschwindigkeit v_{tx} nicht der Fahrgeschwindigkeit des gesamten Zuges v_{ERM} entspricht, Bild 16. Bei einer überlagerten Lenkbewegung kommt ein der Lenkgeschwindigkeit ω_L entsprechender Geschwindigkeitsanteil v_L hinzu. Dieser berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$v_L = \omega_L \cdot r_{lenk} = \frac{d\alpha}{dt} \cdot r_{lenk}$$
(6)



Bild 16: Schematische Darstellung der Einzelradmesseinrichtung mit der Winkelgeschwindigkeit des Rades ω , der tatsächlichen Radnabengeschwindigkeit v_{tx} , der Fahrgeschwindigkeit v_{ERM} und dem Lenkrollradius r_{lenk} .

Die Rotationsgeschwindigkeit des Messrades wird über einen Drehimpulsgeber erfasst und der Abstand Radnabe-Boden mittels eines Ultraschallsensors. Die Einzelradmesseinrichtung bietet die Möglichkeit, das Rad dynamisch zu lenken und es gleichzeitig zu ziehen, anzutreiben oder zu bremsen. Die theoretische maximal mögliche Fahrgeschwindigkeit beträgt dabei 40 km/h, was der Maximalgeschwindigkeit des Zugfahrzeugs entspricht. Praktisch ist sie stark abhängig von der Versuchsfläche und betrug im Rahmen dieser Arbeit bis 5 km/h. Mangels geeigneter Versuchsflächen konnten höhere Geschwindigkeiten nicht realisiert werden.

Eine bedeutende Rolle bei den mit der Einzelradmesseinrichtung durchgeführten Messungen spielt auch der Straßenbelag. Die in dieser Arbeit gezeigten Versuche wurden auf einem asphaltierten Feldweg durchgeführt, was auch zu gewissen Streuungen in den Messergebnissen führen kann, da die Belagseigenschaften leicht variieren können.

4 DAS HOHENHEIMER REIFENMODELL

Wie bereits erklärt, unterscheiden sich großvolumige, weiche Ackerschlepperreifen erheblich von Pkw-Reifen. Daher ist es nur bedingt möglich, Pkw-orientierte Reifenmodelle in der Simulation von Ackerschleppern einzusetzen. Auch die Parametrisierung von Pkw-Reifenmodellen für den Einsatz in Ackerschleppermodellen ist schwierig, weil sie häufig spezielle Prüfstände voraussetzt, die für Reifen der Größe von Ackerschlepperreifen nicht existieren.

Aus diesen Gründen wurde im Rahmen dieser Arbeit am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim ein Reifenmodell mit dem Schwerpunkt auf großvolumigen Ackerschlepperreifen entwickelt. Es sollte in der Lage sein, das instationäre Reifenverhalten dreidimensional wiederzugeben. Alle verwendeten Parameter – deren Anzahl möglichst gering zu halten war – sollten einen physikalischen Hintergrund haben. Außerdem sollten alle eingesetzten Parameter an den institutseigenen Prüfständen zu ermitteln sein, Bild 11 und Bild 15. Die benötigten Modellparameter und die Ausgabegrößen des Hohenheimer Reifenmodells sind in Bild 17 dargestellt.



Bild 17: Modellparameter und Ausgabegrößen des Hohenheimer Reifenmodells.

Das Hohenheimer Reifenmodell kann als ein hybrides Modell bezeichnet werden, da es sowohl physikalische als auch empirische Elemente beinhaltet [114]. Der Reifen-Boden-Kontakt wird empirisch beschrieben, während die Kraftberechnung über Feder-Dämpfer-Ersatzsysteme – also physikalisch – erfolgt. Diese Art von Modellen wird eingesetzt, um die Nachteile der jeweiligen Modellgruppen, in diesem Fall der physikalischen und empirischen Modelle, zu kompensieren. Die prinzipielle Funktionsweise des Hohenheimer Reifenmodells ist in Bild 18 dargestellt.



Bild 18: Funktionsschema des Hohenheimer Reifenmodells.

Die Verformungen des Reifens werden dreidimensional berechnet. Dafür wird die Verformungsgeschwindigkeit in die jeweilige Richtung als Differenz zwischen der theoretischen, der tatsächlichen Geschwindigkeit des Rades sowie der Latschgeschwindigkeit berechnet. Durch einen anschließenden Integrationsschritt wird die Verformung berechnet. Eingesetzt in ein Feder-Dämpfer-System, führen die Verformung und die Verformungsgeschwindigkeit zu einer Kraft. Die Federkraft des Voigt-Kelvin-Elements wird schließlich als Eingangsgröße für die empirisch ermittelten stationären Reifen-Boden-Kennlinien verwendet und führt zu einem Schlupf bzw. Schräglaufwinkel. Gleichzeitig wird die gesamte Kraft des Voigt-Kelvin-Elements an die Bewegungsgleichung des Rades übergeben. Damit ist die Bewegung des Reifenlatsches und des Rades definiert und eine neue Verformungsgeschwindigkeit kann berechnet werden.

4.1 Berechnung der Reifenkräfte

4.1.1 Vertikalkraftberechnung

Da das Hohenheimer Reifenmodell den Reifen als Feder-Dämpfer-System nachbildet, wird für die Kraftberechnung dessen Verformung benötigt. Diese berechnet sich für die vertikale Richtung aus dem konstruktiven Reifenradius r_{constr} und dem Abstand zwischen der Radnabe und dem Boden r_l , Gleichung (7).

$$f_z(t) = r_{constr} - r_I(t) \tag{7}$$

Rollt das Rad über Unebenheiten, muss die Verformung um die z-Koordinate der Unebenheit, *z*_{boden}, ergänzt werden:

$$f_z(t) = r_{constr} - r_l(t) + z_{boden}(t)$$
(8)

Es ist an dieser Stelle zu betonen, dass das Hohenheimer Reifenmodell den Kontakt zwischen Reifen und Boden als einen Punktkontakt abbildet, wodurch ein korrektes Überfahren von Hindernissen momentan nicht möglich ist. Das Modell kann jedoch bei einer sinusförmigen Anregung, deren Mindestwellenlänge der doppelten Latschlänge entspricht, eingesetzt werden.

Ein weiterer Effekt, der sich auf die Vertikalverformung auswirkt, ist die Horizontalverformung des Reifens, [115]. Diese verursacht eine zusätzliche Deformation des Reifens in Vertikalrichtung, Bild 19. Entsprechend der Seitenkraft, trägt die Längskraft ebenso zu dieser zusätzlichen Verformung f_{zadd} bei. Diese kann nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$f_{zadd}(t) = r_{constr} - r_f - \sqrt{(r_{constr} - r_f)^2 - (f_x^2(t) + f_y^2(t))}$$
(9)

Die Gesamtgleichung der vertikalen Verformung lautet:

$$f_z(t) = r_{constr} - r_I(t) + z_{boden}(t) + f_{zadd}(t)$$
(10)



Bild 19: Vertikale Reifenverformung auf Grund der Längskraft bzw. Seitenkraft.

Wie bereits von Plesser gezeigt [10], sind die vertikalen Reifeneigenschaften nichtlinear. Dies bedeutet, dass die üblicherweise verwendeten linearen Voigt-Kelvin-Elemente erweitert werden müssen. Für die Kraftberechnung wird die von Plesser aufgestellte Gleichung eingesetzt:

$$F_{z}(t) = c_{1z} \cdot f_{z}(t)^{c_{2z}} + d_{1z} \cdot \frac{1}{v(t)^{d_{2z}}} \cdot \frac{d}{dt} f_{z}(t)$$
(11)

Mit: f_z – vertikale Reifenverformung, c_{1z} und c_{2z} – vertikale Steifigkeitskoeffizienten, d_{1z} und d_{2z} – vertikale Dämpfungskoeffizienten und v – Fahrgeschwindigkeit.

Die vertikalen Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten werden durch Ausschwingversuche ermittelt. Sie sind von Reifeninnendruck, Fahrgeschwindigkeit, statischer Radlast, Temperatur und sogar vom Reifenalter abhängig. Daher müssen Versuche unter verschiedenen Bedingungen durchgeführt werden. Das Hohenheimer Reifenmodell benötigt Parameter bei einem bestimmten Reifeninnendruck, gemessen für den gesamten Geschwindigkeitsbereich in 5 km/hSchritten zwischen 0 km/h und 50 km/h. Die Messungen werden bei verschiedenen statischen Radlasten (10 kN, 14 kN and 20 kN) durchgeführt. Die gemessenen Parameter werden in Form von Tabellen verwendet, wobei zwischen den gemessenen Werten linear interpoliert wird.

Auf Grund fehlender Hinterachsfederung kann die Reifenunrundheit zu starken Vibrationen insbesondere im Bereich der Eigenfrequenz führen. Daher ist ihre Berücksichtigung von großer Bedeutung für die Fahrdynamik ungefederter Fahrzeuge. Sie kann am Flachbandprüfstand gemessen und als Fourier-Reihe approximiert werden, wie bereits von Böhler umgesetzt [7]. Er berücksichtigte auf die gleiche Art auch den Stolleneinfluss und erweiterte dadurch das Reifenmodell MagicFormula [80]. Diese Vorgehensweise führte zu sehr guten Ergebnissen für die Vertikalkraftberechnung. Um den Messaufwand möglichst gering zu halten, berücksichtigt das Hohenheimer Reifenmodell die Reifenunrundheit als einfache Sinusfunktion mit einer Amplitude bis 2 mm, was den üblichen Herstellertoleranzen entspricht. Da die Stollenanregung mit bis ca. 60 Hz bei 50 km/h relativ hochfrequent ist, beeinflusst sie das Fahrverhalten nicht bedeutend und kann vernachlässigt werden.

4.1.2 Längskraftberechnung – reiner Längsschlupf

Die Längskraft wird häufig über den Schlupf σ berechnet, der als Eingangsgröße in die μ - σ -Beziehung dient, Bild 20. Dabei gilt: $\mu = F_x/F_z$. Diese Vorgehensweise ermöglicht jedoch lediglich eine Berechnung der stationären Kräfte. Um die dynamischen Effekte zu berücksichtigen, werden Parameter wie Relaxationslänge oder Schlupfsteifigkeit verwendet [77]. Auch wenn diese Methode bei Pkw-Reifen zufriedenstellend funktioniert, kann sie für die Berechnung der weichen, landwirtschaftlichen Reifen nur bedingt eingesetzt werden, da sowohl ihr dynamisches als auch das Verhalten bei überlagertem Schlupf deutlich anders sind.

Das Hohenheimer Reifenmodell verwendet die gemessene μ - σ -Beziehung des jeweiligen Reifens, wie in Bild 20 für einen Reifen 520/70 R 38 dargestellt.



Bild 20: Stationäre μ - σ -Beziehung eines Reifens 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar und konstanter Radlast von 20 kN.

Der Rollwiderstand wird durch den Rollwiderstandsbeiwert ρ und den entsprechenden Hebelarm der Radlast berücksichtigt, wodurch sich ein Rollwiderstandsmoment ergibt. Dieses verursacht eine Verspannung des Reifens in Längsrichtung und somit eine Längskraft, so dass stationär ein Momenten- und Kräftegleichgewicht herrschen, Bild 21.



Bild 21: Kräfte und Geschwindigkeiten am gezogenen Rad.

Clover und Bernard [116] verwendeten in ihrem dynamischen Modell zur Längskraftberechnung den instationären Schlupf als Eingangsgröße für die μ - σ -Beziehung. Dieser setzt sich zusammen aus einem stationären und einem instationären Anteil. Der stationäre Anteil entspricht der Schlupfdefinition in Gleichung (12), während sich der instationäre Anteil als Differenz der auftretenden Radgeschwindigkeiten berechnen lässt. Das Hohenheimer Reifenmodell berechnet den instationären Schlupfanteil auf die gleiche Art, nimmt jedoch an, dass dieser der Längsverformung des Reifens entspricht. Die Längsverformung kann zusammen mit der Verformungsgeschwindigkeit als Eingangsgröße für ein longitudinales Feder-Dämpfer-System genutzt werden, Bild 22.



Bild 22: Angetriebenes Rad mit den auftretenden Geschwindigkeiten und der Längsverformung f_x .

Im Gegensatz zu den meisten empirischen Reifenmodellen, wird im Hohenheimer Reifenmodell angenommen, dass der Längsschlupf durch die auftretende Längskraft verursacht wird. Daher wird im Verformungsbereich des Reifens, Bild 20, der Schlupf nicht als Eingangsgröße verwendet. Vielmehr verursachen Differenzen in den am Rad auftretenden Geschwindigkeiten eine Verformung des Reifens. Im so genannten Verformungsbereich zwischen den Extremwerten des Längskraftbeiwerts μ , schraffierter Bereich im Bild 20, wird die Längskraft durch eine Verformung des Reifens generiert. Da die Längskraft letztlich einen Schlupf verursacht, wird im Verformungsbereich die inverse μ - σ -Beziehung eingesetzt, wie die Pfeile 1 und 2 in Bild 20 zeigen. Dabei wird der Schlupf anhand des vorherrschenden Umfangskraftbeiwerts berechnet. Außerhalb dieses Bereiches wird nach [117] angenommen, dass der gesamte Latsch gleitet und keine weitere Verformung auftritt, so dass der Schlupf wieder als Eingangsgröße verwendet wird. Die in Bild 20 dargestellte stationäre Kennlinie wird mit der Einzelradmesseinrichtung gemessen, Bild 15, und liegt als Wertetabelle vor.

Für das gebremste Rad lautet die verwendete Schlupfdefinition im stationären Fall:

$$\sigma_{br} = \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx}}{v_{tx}}$$
(12)

Für das angetriebene Rad wird der Schlupf im stationären Fall wie folgt definiert:

$$\sigma_{dr} = \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx}}{r_{dyn} \cdot \omega}$$
(13)

Die Längsdeformationsgeschwindigkeit eines gebremsten Rades wird mit folgender Differentialgleichung berechnet:

$$\frac{d}{dt}f_{x}(t) = r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t) - |v_{tx}(t)| \cdot \sigma_{st}(\mu(t))$$
(14)

Analog dazu wird die Deformationsgeschwindigkeit des angetriebenen Rades ermittelt:

$$\frac{d}{dt}f_{x}(t) = r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t) - \left| r_{dyn} \cdot \omega(t) \right| \cdot \sigma_{st}(\mu(t))$$
(15)

Mit: f_x – Längsverformung, r_{dyn} – Reifenabrollradius, ω – Winkelgeschwindigkeit des Rades, σ_{st} – stationärere Schlupf als Funktion der Längskraft und v_{tx} – tatsächliche Fahrgeschwindigkeit des Rades.

Auch wenn der Reifenabrollradius häufig approximiert wird [77; 81], ist diese Vorgehensweise auf Grund des Schlupfeinflusses mit schwer zu quantifizierenden Abweichungen behaftet. Daher wird im Hohenheimer Reifenmodell die Herstellerangabe verwendet, obwohl auch eine Approximation möglich wäre.

Da zwei verschiedene Gleichungen für die Deformationsgeschwindigkeit zum Einsatz kommen, muss eine Fallunterscheidung für die verschiedenen Schlupfzustände gemacht werden:

$$f_x(t) \cdot v_{tx}(t) < 0$$
 für negativen Schlupf (gebremstes Rad)
 $f_x(t) \cdot v_{tx}(t) \ge 0$ für positiven Schlupf (angetriebenes Rad) (16)

Der Sonderfall des angetriebenen, sich rückwärts bewegenden Rades ist hier als negativer Schlupf eingestuft.

Im stationären Fall muss die Deformationsgeschwindigkeit null betragen, wie in Gleichungen (17) und (18) dargestellt. Das Einsetzen der Schlupfgleichung in Gleichungen (14) und (15) führt zum folgenden Ausdruck für das gebremste Rad:

$$\frac{d}{dt}f_{x} = r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx} - \left|v_{tx}\right| \cdot \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx}}{v_{tx}} = 0$$
(17)

sowie der Gleichung (18) für das angetriebene Rad.

$$\frac{d}{dt}f_{x} = r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx} - \left|r_{dyn} \cdot \omega\right| \cdot \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx}}{r_{dyn} \cdot \omega} = 0$$
(18)

Deformationsgeschwindigkeiten aus Gleichung (14) und (15) werden anschließend als Eingangsgrößen für einen nichtlinearen Längsdämpfer, und nach einem Integrationsschritt auch für eine nichtlineare Längsfeder nach Plesser [10], verwendet, Gleichung (19). Schließlich führt die Längskraft zum nächsten Wert des stationären Schlupfes σ_{st} .

$$F_{X}(t) = \operatorname{sign}(f_{X}(t)) \cdot c_{1X} \cdot |f_{X}(t)|^{c_{2X}} + d_{1X} \cdot \frac{1}{|v(t)|^{d_{2X}}} \cdot \frac{d}{dt} f_{X}(t)$$
(19)

Da die Exponentialfunktion der Feder für negative Verformungen zu komplexen Zahlen führt, wird der Absolutwert der Verformung verwendet, um die Funktionsfähigkeit auch bei negativen Verformungen zu gewährleisten. Das Signum der Verformung bestimmt die Richtung der berechneten Kraft.

Die benötigten Feder- und Dämpferparameter können an der Einzelradmesseinrichtung ermittelt werden.

4.1.3 Seitenkraftberechnung – reiner Lateralschlupf

Eine wichtige Größe zur Beschreibung der Radbewegung stellt der Schräglaufwinkel α dar, Bild 23. Er errechnet sich aus der longitudinalen und der lateralen Geschwindigkeit des Rades, beschreibt die Bewegung der Radnabe und ist für alle Betriebszustände des Rades gültig:

$$\tan(\alpha(t)) = \frac{v_y(t)}{v_{tx}(t)}$$
(20)

Im dynamischen Fall unterscheidet sich auch die laterale Radnabenbewegung von der Bewegung des Reifenlatsches, während beide für stationäre Verhältnisse identisch sind. Dieser Unterschied in den lateralen Geschwindigkeiten wird im Hohenheimer Reifenmodell zur Berechnung der lateralen Verformungsgeschwindigkeit genutzt.

Bild 23 zeigt ein Rad ohne Längsschlupf bei einem Schräglaufwinkel α und dem stationären Schräglaufwinkel α_{st} . Der stationäre Schräglaufwinkel ist gleichzeitig der effektive Schräglaufwinkel des schraffiert dargestellten Latsches. Auf Grund dieser Differenz der beiden Schräglaufwinkel stellt sich im dynamischen Fall eine Differenzgeschwindigkeit und somit Deformationsgeschwindigkeit ein, die letztlich zur Reifenverformung f_y führt.

Die sich aus der Differenz in den lateralen Geschwindigkeiten der Radnabe und des Latsches ergebende Deformationsgeschwindigkeit des Reifens wird anschließend über die Zeit integriert, um die Reifenverformung zu ermitteln.



Bild 23: Rad mit Schräglauf und den dazugehörigen Geschwindigkeiten, Schräglaufwinkeln und lateraler Deformation f_{y_i} ohne Längsschlupf. Die schraffierte Fläche stellt den Latsch dar.

Somit ergibt sich folgende Differentialgleichung für die seitliche Deformationsgeschwindigkeit:

$$\frac{d}{dt}f_{y}(t) = -v_{y}(t) - |v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) =$$

$$= -v_{tx}(t) \cdot \tan(\alpha(t)) - |v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t)))$$
(21)

Dabei sind: f_y – laterale Deformation, α_{st} – stationärerer Schräglaufwinkel als Funktion der Seitenkraft und v_y – tatsächliche laterale Geschwindigkeit.

Die seitlichen Geschwindigkeiten der Radnabe v_y und des Latsches v_{tx} tan α_{st} haben die gleiche Richtung. Die Latschgeschwindigkeit hat im instationären Fall jedoch einen kleineren Absolutwert. Im stationären Fall sind sie identisch.

Für die Berechnung der lateralen Latschgeschwindigkeit wird analog zur μ - σ -Beziehung aus der Längskraftberechnung der Zusammenhang zwischen dem stationären Schräglaufwinkel α_{st} und dem Seitenkraftbeiwert $\mu_y = F_y / F_z$ herangezogen. Diese in Bild 24 dargestellten Kurven können mit der Einzelradmesseinrichtung gemessen werden.



Bild 24: Stationärer Zusammenhang zwischen dem Schräglaufwinkel und dem Seitenkraftbeiwert eines Reifens 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

Entsprechend der Längskraftberechnung verursacht die Seitenkraft einen bestimmten Latschschräglaufwinkel α_{st} , siehe Pfeile 1 und 2 in Bild 24. Für eine korrekte Parametrisierung muss auch die Abnahme des Seitenkraftbeiwerts mit zunehmender Radlast berücksichtigt werden. Folglich wird μ_y bei Radlasten von 10 und 20 kN gemessen. Zwischen diesen beiden Kurven wird linear interpoliert und darüber hinaus bis 40 kN linear extrapoliert. Die Einzelradmesseinrichtung erlaubt eine Messung von Seitenkräften bis maximal 25 kN, woraus sich die Einschränkung einer maximalen Radlast von 20 kN ergibt. Da die Genauigkeit der Seitenkraftberechnung von den hinterlegten Kennlinien stark abhängig ist, können sich bei hohen Radlasten Abweichungen ergeben.

4.1.4 Berechnung der Kräfte bei überlagertem Schlupf

Die Reibverhältnisse zwischen Boden und Reifen sowie die jeweilige Radlast bestimmen die maximal übertragbare Horizontalkraft F_{res} , die in Bild 25 als Kamm'scher Kreis dargestellt ist. Sie ist die Summe aus der Längs- und der Seitenkraft. Hieraus wird ersichtlich, dass die Längs- und Seitenkraft von einander abhängig sind, und dass die Zunahme der einen zu einer Abnahme der anderen Kraft führt. Um diesen Zusammenhang zu berücksichtigen, müssen die Gleichungen (14) und (15) sowie die Gleichung (21) erweitert werden.



Bild 25: Kamm'scher Kreis.

Auch Grečenko's Slip-Drift Model berücksichtigt dieses Verhalten des Reifens. Er nimmt an, dass die Richtung der Gleitgeschwindigkeit über dem Boden mit der Richtung der Horizontalkraft übereinstimmt [83; 85]. Betrachtet man den Grenzfall eines blockierten Rades, das einen bestimmten Schräglaufwinkel aufweist, hat die Gleitgeschwindigkeit des Latsches die Richtung der Nabengeschwindigkeit. Da die resultierende horizontale Bodenkraft die gleiche Richtung aufweist, kann die laterale Kraftkomponente nicht null werden.

Zur Beschreibung der horizontalen Kräfteverhältnisse wird im Hohenheimer Reifenmodell der Kräftewinkel δ nach Gleichung (22) eingeführt, Bild 26.

$$\tan(\delta(t)) = \frac{F_{\gamma F}(t)}{|F_{\chi F}(t)|}$$
(22)

Mit: F_{yF} – Federkraft des lateralen Voigt-Kelvin-Elements, F_{xF} – Federkraft des longitudinalen Voigt-Kelvin-Elements.



Bild 26: Stationär gebremstes Rad bei einem Schräglaufwinkel α und den dazugehörigen Kräften mit dem Kräftewinkel δ .

Die auftretende Seitenkraft führt zu einer lateralen Gleitgeschwindigkeit v_{ysl} . Es wird angenommen, dass sich dadurch der Anteil gleitender Partikel im Latsch erhöht. Dies entspricht einer Erhöhung des Längsschlupfes, beziehungsweise der Gleitgeschwindigkeit in Längsrichtung. Die Zunahme der longitudinalen Gleitgeschwindigkeit führt zu einer Abnahme der longitudinalen Verformungsgeschwindigkeit und folglich der Längskraft. Für das gebremste Rad berechnet sich die longitudinale Gleitgeschwindigkeit wie folgt:

$$v_{xslbr}(t) = |v_{tx}(t)| \cdot \sigma_{st}(\mu(t)) + \frac{|v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) \cdot sign(\sigma_{st}(\mu(t)))}{\tan(\delta(t))}$$
(23)

Dabei sind: v_{xslbr} – longitudinale Gleitgeschwindigkeit des gebremsten Rades, v_{tx} – tatsächliche Fahrgeschwindigkeit, σ_{st} – stationärer Schlupf als Funktion der

Längskraft und α_{st} – stationärer Schräglaufwinkel des Latsches als Funktion der Seitenkraft.

Für das angetriebene Rad ergibt sich folgender Ausdruck:

$$v_{xsldr}(t) = \left| r_{dyn} \cdot \omega(t) \right| \cdot \sigma_{st}(\mu(t)) - \frac{v_y(t) \cdot \left| \sigma_{st}(\mu_y(t)) \right| \cdot sign(\sigma_{st}(\mu(t)))}{\tan(\delta(t))}$$
(24)

Mit: v_{xsldr} – longitudinale Gleitgeschwindigkeit des angetriebenen Rades.

Entsprechend wird die laterale Gleitgeschwindigkeit von der longitudinalen Gleitgeschwindigkeit beeinflusst. Bei einer Zunahme des Längsschlupfes, also der longitudinalen Gleitgeschwindigkeit, nimmt der Anteil gleitender Partikel im Latsch zu. Diese Partikel gleiten in Richtung der einwirkenden Horizontalkraft, wodurch sich eine zusätzliche Komponente der lateralen Gleitgeschwindigkeit unter Einwirkung einer Längskraft einstellt. Die gesamte laterale Gleitgeschwindigkeit eines gebremsten Rades wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$v_{ys/br}(t) = |v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_y(t))) + |v_{tx}(t) \cdot \sigma_{st}(\mu(t))| \cdot \tan(\delta(t))$$
(25)

während die gesamte laterale Gleitgeschwindigkeit des angetriebene Rades wie folgt ermittelt wird:

$$v_{ysldr}(t) = |r_{dyn} \cdot \omega(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_y(t))) + |r_{dyn} \cdot \omega(t) \cdot \sigma_{st}(\mu(t))| \cdot \tan(\delta(t))$$
(26)

Berücksichtigt man die in Gleichungen (23) bis (26) berechneten Gleitgeschwindigkeiten, ergeben sich neue Ausdrücke für die Deformationsgeschwindigkeiten. Die Berechnung der longitudinalen Deformationsgeschwindigkeiten aus Gleichungen (14) und (15) muss durch die Rückkopplungsausdrücke (23) und (24) erweitert werden. Es ergibt sich folgender Ausdruck für das gebremste Rad:

$$\frac{d}{dt}f_{x}(t) = r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t) - |v_{tx}(t)| \cdot \sigma_{st}(\mu(t)) - \frac{|v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) \cdot sign(\sigma_{st}(\mu(t)))}{\tan(\delta(t))}$$
(27)

Die entsprechende Gleichung für die longitudinale Verformungsgeschwindigkeit des angetriebenen Rades lautet:

$$\frac{d}{dt}f_{x}(t) = r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t) - \left|r_{dyn} \cdot \omega(t)\right| \cdot \sigma_{st}(\mu(t)) + \frac{v_{y}(t) \cdot \left|\sigma_{st}(\mu(t))\right|}{\tan(\delta(t))}$$
(28)

Zur Berechnung der lateralen Verformungsgeschwindigkeiten wird analog zu Gleichungen (27) und (28) die Gleichung (21) durch die Ausdrücke (25) und (26) ergänzt. Daher wird die laterale Verformungsgeschwindigkeit des gebremsten Rades wie folgt berechnet:

$$\frac{d}{dt}f_{y}(t) = -v_{y}(t) - |v_{tx}(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) - |v_{tx}(t) \cdot \sigma_{st}(\mu(t))| \cdot \tan(\delta(t))$$
(29)

Für die laterale Deformationsgeschwindigkeit des angetriebenen Rades muss zusätzlich der Schlupf berücksichtigt werden, da die Definition des Schräglaufwinkels α die Rotationsgeschwindigkeit des Rades nich beinhaltet. Tritt positiver Schlupf auf, trägt nur noch ein schlupfabhängiger Anteil der tatsächlichen Lateralgeschwindigkeit v_y zur Verformung bei. Die laterale Verformungsgeschwindigkeit des beschleunigten Rades ergibt sie wie folgt:

$$\frac{d}{dt}f_{y}(t) = -v_{y}(t) \cdot (1 - \sigma_{st}(\mu(t))) - |r_{dyn} \cdot \omega(t)| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) - |r_{dyn} \cdot \omega(t) \cdot \sigma_{st}(\mu(t))| \cdot \tan(\delta(t))$$
(30)

Durch einen zusätzlichen Integrationsschritt werden aus Gleichungen (29) und (30) die Reifenverformungen berechnet. Zusammen mit den Verformungsgeschwindigkeiten werden sie als Eingangsgrößen in ein Voigt-Kelvin-Element nach Gleichung (31) verwendet:

$$F_{y}(t) = \operatorname{sign}(f_{y}(t)) \cdot c_{1y} \cdot |f_{y}(t)|^{c_{2y}} + d_{1y} \cdot \frac{1}{|v(t)|^{d_{2x}}} \cdot \frac{d}{dt} f_{y}(t)$$
(31)

Im stationären Fall müssen alle Verformungsgeschwindigkeiten null betragen. Dies wird im Folgenden am Beispiel des gebremsten Rades dargestellt:

$$\frac{d}{dt}f_{x} = r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx} - |v_{tx}| \cdot \sigma_{st}(\mu) + \frac{|v_{tx}| \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}))}{\tan \delta} = 0$$
(32)

Für r_{dyn} : $\omega > 0$, $v_y > 0$, $v_{tx} > 0$ und $\sigma_{st} < 0$ ergibt sich folgender Ausdruck für den stationären Längsschlupf:

$$\sigma_{st}(\mu) = \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v_{tx}}{v_{tx}} + \frac{\tan(\alpha_{st}(\mu_y))}{\tan \delta}$$
(33)

Die Gleichung (33) weicht von der Schlupfdefinition bei reinem Längsschlupf ab und verdeutlicht den Einfluss der Seitenkraft auf den Längsschlupf. Eine Umformung der Gleichung (29) ergibt:

$$\frac{d}{dt}f_{y}(t) = -v_{y}(t) - v_{tx}(t) \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) + v_{tx}(t) \cdot \sigma_{st}(\mu(t)) \cdot \tan(\delta(t)) = 0 \quad (34)$$

Das Einsetzen des Schlupfes aus Gleichung (33) in den obigen Term führt zum folgenden Ausdruck:

$$\frac{d}{dt}f_{y}(t) = -v_{y}(t) - v_{tx}(t) \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t))) + v_{tx}(t) \cdot \left(\frac{r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t)}{v_{tx}(t)} + \frac{\tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t)))}{\tan(\delta(t))}\right) \cdot \tan(\delta(t)) = 0$$
(35)

Schließlich kann unter Berücksichtigung der Schräglaufwinkeldefinition die folgende Gleichung für den Kräftewinkel aufgestellt werden:

$$\tan(\delta(t)) = \frac{v_y(t)}{r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t)}$$
(36)

Für den Fall des blockierten Rades geht die Rotationsgeschwindigkeit gegen null.

Dieser Grenzfall ist in der Gleichung (37) dargestellt:

$$\lim_{\omega(t)\to 0} \tan(\delta(t)) = \lim_{\omega(t)\to 0} \frac{v_y(t)}{r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t)} = -\frac{v_y(t)}{v_{tx}(t)} = -\tan(\alpha(t))$$
(37)

Hieraus wird ersichtlich, dass die resultierende Horizontalkraft an einem blockierten Rad (-100% Schlupf) die Richtung der Bewegungsgeschwindigkeit der Radnabe besitzt. Im stationären Fall sind die Geschwindigkeiten der Radnabe und des Latsches identisch. Dies stimmt mit der Annahme überein, dass die Richtung der Horizontalkraft und die Bewegungsrichtung des Latsches identisch sind.

Für das angetriebene Rad führt die entsprechende Berechnung zum folgenden Ausdruck für den Kräftewinkel:

$$\tan(\delta(t)) = \frac{-v_y(t) - r_{dyn} \cdot \omega(t) \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_y(t)))}{r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t)}$$
(38)

Bei einem Längsschlupf von +100%, gehen sowohl die Fahrgeschwindigkeit v_{tx} als auch die laterale Geschwindigkeit v_y in Richtung null, da in diesem Fall die Radnabe stehen muss. Der Grenzwert in diesem Fall lautet:

$$\lim_{\sigma_{dr}(t)\to 1} \tan(\delta(t)) = \lim_{\sigma_{dr}(t)\to 1} \frac{-v_{y}(t) - r_{dyn} \cdot \omega(t) \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t)))}{r_{dyn} \cdot \omega(t) - v_{tx}(t)} =$$

$$= -\tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t)))$$
(39)

Der Kräftewinkel tendiert für diesen Fall zum negativen Wert des stationären Schräglaufwinkels.

Auch dieses Ergebnis stimmt mit der Annahme der Richtungsgleichheit der Kraft und der Latschbewegung unter stationären Bedingungen überein, wie von Grečenko und Pacejka angewandt [77; 83].

4.2 Berechnung der Reifenmomente

Im Folgenden wird auf die Berechnung der am Rad wirkenden Momente näher eingegangen. Als Grundlage hierfür dienen die im vorigen Kapitel berechneten Kräfte.

4.2.1 Berechnung des Sturzmoments

Das Sturzmoment wird hauptsächlich durch die Seitenkraft und den dazugehörigen Hebelarm verursacht, der als der Abstand der Radnabe zum Boden angenommen wird:

$$M_{X}(t) = F_{V}(t) \cdot r_{I}(t) \tag{40}$$

Dabei sind: M_x – Sturzmoment, F_y – Seitenkraft, r_l – Abstand Radnabe-Boden.

Das Hohenheimer Reifenmodell berücksichtigt gegenwärtig nicht die seitliche Verschiebung des Angriffspunktes der Vertikalkraft.

4.2.2 Berechnung des Moments um die Y-Achse

Im stationären Fall besteht das Moment um die Y-Achse des Rades aus drei Komponenten: Rollwiderstand, durch die Längskraft verursachtes Moment und das Antriebs- bzw. Bremsmoment.

In dieser Arbeit wird, wie bei der Berechnung des Sturzmoments, für den Hebelarm der Längskraft der Abstand r_i der Radnabe zum Boden angenommen [118].

Im Fall des gezogenen Rades ist der Angriffspunkt der Radlast F_z um den Abstand e_0 , den Hebelarm der Radlast [16] (Hebelarm der rollenden Reibung), zur

Radachse versetzt. In der Literatur wird der Hebelarm der Radlast häufig nach Gleichung (41) ebenfalls mit dem Abstand r_l der Radnabe zum Boden berechnet:

$$\mathbf{e}_{0}(t) = \boldsymbol{\rho} \cdot \boldsymbol{r}_{l}(t) \tag{41}$$

Wobei: e_0 – Hebelarm der Radlast des gezogenen Rades, ρ – Rollwiderstandsbeiwert und r_l – Abstand Radnabe-Boden

Plesser konnte den Hebelarm der Radlast eines gezogenen Rades direkt messen und ihn mit den nach Gleichung (41) berechneten Werten vergleichen. Die gute Übereinstimmung bestätigte die Gültigkeit der angenommenen Gleichung. Das aus der Vertikalkraft und dem Hebelarm der Radlast resultierende Rollwiderstandsmoment führt zu Unterschieden zwischen der tatsächlichen und der theoretischen Radgeschwindigkeit. Diese verursachen, wie im Kapitel 4.1.2 bereits erläutert, eine Reifenverformung f_x und damit eine Längskraft.

Für das angetriebene Rad mit Zugkraft nimmt der Hebelarm der Radlast *e* zu, während er für das gebremste Rad abnimmt [10; 16; 66; 119]. Nach Plesser bewegt sich der Angriffspunkt der Radlast in Fahrtrichtung, so dass der Hebelarm der Radlast mit zunehmender Längskraft größer wird. Weitere Untersuchungen bestätigten dieses Verhalten [22]. Im Hohenheimer Reifenmodell wird die longitudinale Reifenverformung vereinfachend als Zunahme des Hebelarms der Radlast angenommen:

$$e(t) = e_0(t) + f_X(t) = \rho \cdot r_I(t) + f_X(t)$$
(42)

Dabei: *e* – Hebelarm der Radlast, ρ – Rollwiderstandsbeiwert und r_l – Abstand Reifen-Boden und f_x – longitudinale Reifenverformung.

Zur Berechnung des Hebelarms der Radlast e wird der Rollwiderstandsbeiwert ρ herangezogen, der als Koeffizient aus der Längs- und Vertikalkraft definiert ist:

$$\rho = \frac{F_{RW}}{F_Z} \tag{43}$$

Wobei: *F_{RW}*– Rollwiderstandskraft.

Obwohl dieser nach Reimpel [120] mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit leicht ansteigt, zeigte Plesser [10], dass dieser Effekt in Geschwindigkeitsbereichen bis 50 km/h klein ist. Daher wird der Rollwiderstandsbeiwert für eine bestimmte Kombination von Reifeninnendruck und Bodenoberfläche als konstant angenommen [16]. Obwohl die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwerts vernachlässigt wird, kann sie bei Bedarf auch als Kennlinie ins Hohenheimer Reifenmodell eingegeben werden.

Im stationären Fall des angetriebenen Rades lautet das Momentengleichgewicht:

$$M_{AN} = F_Z \cdot \mathbf{e} + F_T \cdot r_1 \tag{44}$$

Wobei: F_T – Triebkraft.

Die Leistungsbilanz des angetriebenen Rades wird im Folgenden der einfacheren Verständlichkeit halber am Beispiel des Rades mit +100% Schlupf betrachtet, Bild 27.

Die eingeleitete Leistung muss bei einem mit +100% Schlupf angetriebenen Rad der Summe der Rollwiderstandsleistung und der Schlupfverlustleistung entsprechen. Dabei gilt für die Rollwiderstandsleistung:

$$P_{RW}(t) = F_{Z}(t) \cdot \mathbf{e}(t) \cdot \boldsymbol{\omega}(t) \tag{45}$$



Bild 27: Angetriebenes Rad mit +100% Schlupf.

Die Schlupfverlustleistung entspricht nach Bild 27 dem Produkt der Triebkraft F_{T} und der translatorischen Gleitgeschwindigkeit $v_{xs/dr}$ relativ zur Bodenoberfläche:

$$P_{\text{schlupf}}(t) = F_{T}(t) \cdot V_{\text{xsldr}}(t) \tag{46}$$

Wobei: F_T – Triebkraft.

Die Leistungsbilanz ergibt sich im stationären Fall daher zu:

$$M_{AN} \cdot \omega = F_Z \cdot \mathbf{e} \cdot \omega + F_T \cdot v_{xs/dr} \tag{47}$$

Es wird angenommen, dass im stationären Fall die Geschwindigkeit des Reifengürtels $v_{th}=r_{dyn}\omega$ überall identisch ist. Daher ist der Absolutwert der rein translatorischen longitudinalen Gleitgeschwindigkeit $v_{xs/dr}$ gleich der Gürtelgeschwindigkeit. Durch Verwendung der Umfangsgeschwindigkeit als Gürtelgeschwindigkeit (innere Übersetzung) stimmt die Leistungsbilanz entsprechend Haken [66].
4.2.3 Berechnung des Rückstellmoments

Für die Berechnung des Rückstellmoments, wird die Kraftverteilung im Latsch benötigt. Ein einfaches Modell für kleine Schräglaufwinkel wurde von Strackerjan verwendet [121]. Einen erweiterten Ansatz wendeten Holtschultze [122; 123] und Gim [124] an. Nach Kabe [125] hat das Rückstellmoment drei Ursachen: die Scherspannungen im Latsch, laterale Verformung des gesamten Reifens und die Torsion des Reifens um die Hochachse. Das Hohenheimer Reifenmodell verwendet die Scherspannungen im Latsch und die Torsion des Reifens um die Hochachse zur Rückstellmomentberechnung. Bild 28 stellt den Reifenlatsch bei überlagertem Schlupf dar. Der graue Bereich, in dessen Flächenschwerpunkt die resultierende Kraft angreift, repräsentiert die Querkraftverteilung und die daraus resultierende Latschverformung.



Bild 28: Stark vereinfachte Aufsicht auf den verformten Reifenlatsch mit der Kraftverteilung.

Für die Berechnung der Scherspannungen wird die angenommene Bewegung eines Latschpartikels entlang des Pfades p betrachtet. Ein Reifenteilchen tritt in der Symmetrieebene des Latsches ein und bewegt sich entlang von p entsprechend dem Latschschräglaufwinkel α_{st} . Im Bereich der Fläche A_1 haften die Reifenpartikel am Boden, im Bereich A_2 gleiten sie.

Es wird angenommen, dass die Länge des Gleitbereichs im Latsch zum einen dem Verhältnis der Lateral- und Längsgeschwindigkeit des Latsches – $\tan \alpha_{st}$ – und zum anderen dem auftretenden stationären Längsschlupf σ_{st} entspricht. Die Summe dieser beiden Gleitbereiche ergibt die gesamte Länge des Haftbereichs:

$$I_{t1}(t) = I_t(t) - \left(\tan(\alpha_{st}(\mu_y(t))) \right) + \left| \sigma_{st}(\mu(t)) \right| \right) \cdot I_t(t)$$
(48)

Dabei ist I_t die gesamte Latschlänge, die sich nach dem Satz des Pythagoras errechnen lässt:

$$I_t(t) = 2 \cdot \sqrt{r_{constr}^2 - r_I(t)^2}$$
(49)

Wobei: r_{constr} – konstruktiver Reifenradius und r_l – Abstand Radnabe-Boden.

Als Kraftangriffspunkt der Horizontalkraft wird der gemeinsame Schwerpunkt S der beiden Flächen A_1 und A_2 angenommen. Der Hebelarm der Seitenkraft ist repräsentiert durch den Abstand s_x des Schwerpunkts S von der y-Symmetrieachse des Latsches und berechnet sich nach Gleichung (50).

$$s_{x}(t) = \frac{I_{t}(t)}{2} - \frac{I_{t1}(t) + I_{t}(t)}{3}$$
(50)

Der Hebelarm der Längskraft ergibt sich wie folgt:

$$s_{y} = \frac{I_{t1}(t) \cdot \tan(\alpha_{st}(\mu_{y}(t)))}{3} = \frac{h_{y}(t)}{3}$$
(51)

Daraus ergibt sich die durch die Spannungen im Latsch verursachte Rückstellmomentkomponente:

$$M_{scher}(t) = F_{y}(t) \cdot s_{x}(t) - F_{x}(t) \cdot s_{y}(t)$$
(52)

Die zweite Komponente des Rückstellmomentes wird durch die Torsion des Reifens um die Hochachse erzeugt. Der Schräglaufwinkel der Radnabe unterscheidet sich vom Latschschräglaufwinkel, wie bereits in 4.1.3 erläutert. Diese Differenz kann als Torsionswinkel $\Delta \alpha = \alpha - \alpha_{st}$ berücksichtigt und als Eingangsgröße eines Voigt-Kelvin-Elements verwendet werden. Um das Feder-Dämpfer-Element zu beschreiben, werden an dieser Stelle eine Torsionssteifigkeit c_{tors} sowie eine Torsionsdämpfung d_{tors} eingeführt. Die entsprechende Differentialgleichung führt zur Torsionskomponente des Rückstellmoments:

$$M_{tors}(t) = c_{tors} \cdot \Delta \alpha(t) + d_{tors} \cdot \frac{d}{dt} (\Delta \alpha(t))$$
(53)

Schließlich setzt sich das Gesamtrückstellmoment aus den beiden Einzelkomponenten zusammen:

$$M_z(t) = M_{\text{scher}}(t) + M_{\text{tors}}(t) \tag{54}$$

Aus Gleichung (53) wird ersichtlich, dass eine Berechnung des Rückstellmomentes mit diesen Gleichungen bei einem stehenden Rad nicht möglich ist, da ein Schräglaufwinkel – also eine Bewegungsgeschwindigkeit – benötigt wird.

5 PARAMETRISIERUNG DES REIFENMODELLS

Ein sehr bedeutender Teil eines Modells ist seine Parametrisierung. Wie bereits erwähnt, wurde bei der Entwicklung des Hohenheimer Reifenmodells besonders auf eine möglichst geringe Parameteranzahl geachtet. Ebenso war eines der Ziele, dass alle benötigten Parameter an institutseigenen Prüfständen ermittelt werden können. Zusätzlich sollten alle einen physikalischen Hintergrund haben. Die Modellparameter sind in Bild 17 dargestellt.

5.1 Parameter der Reifengeometrie

Der erste Parameterblock des Hohenheimer Reifenmodells beinhaltet Geometriedaten des Reifens. Einzelne davon, wie der Felgenradius oder der konstruktive Reifenradius, können den Herstellerangaben entnommen werden. Im Gegensatz dazu ist der Reifenabrollradius *r*_{dyn} keine offensichtliche Größe. Verschiedene Reifenmodelle berechnen ihn, indem sie die Radlast, den Abstand Radnabe-Boden und den konstruktiven Reifenradius heranziehen, [77; 81]. Persson stellt allerdings fest, dass dieser nicht über physikalische Dimensionen des Reifens ermittelt werden kann [126]. Schreiber erläutert den Zusammenhang zwischen Schlupf und Reifenabrollradius und hebt hervor, dass der Reifenabrollradius von der verwendeten Nullschlupfdefinition beeinflusst wird [127].

Böhler bestimmte den Reifenabrollradius durch Messungen bei verschiedenen Radlasten [7]. Bei einem Reifen 480/70 R 24 und Reifeninnendruck 1,5 bar stellte er – bei einer Radlaständerung von 10 auf 20 kN – eine Veränderung des Reifenabrollradius von etwa 2% fest. Dabei nahm er an, dass der Schlupf null ist.

Da die einfache Parametrisierung des Hohenheimer Reifenmodells im Vordergrund steht und die von Böhler festgestellte Radiusänderung gering ist, wird die Herstellerangabe als ausreichend genau betrachtet und daher verwendet. Es ist jedoch möglich, den Reifenabrollradius zu messen und in Form von Wertetabellen vorzugeben oder ihn mathematisch anzunähern.

Eine bedeutende Größe für das Fahrverhalten von Ackerschleppern ist die Reifenunrundheit, die ebenfalls zu den geometrischen Parametern gehört. Es sind jedoch nicht nur die Reifen, sondern auch die Felgen unrund. Eine ungenügende Zentrierung des Rades auf der Radnabe kann ebenfalls Schwingungsanregungen zur Folge haben. Da Ackerschlepper eine ungefederte Hinterachse haben, wird die durch die Unrundheit erzeugte und fahrgeschwindigkeitsproportionale Anregung direkt an den Fahrzeugaufbau weitergeleitet. Liegt diese im Bereich der Fahrzeugeigenfrequenz – üblicherweise zwischen ca. 2 und 4 Hz, je nach Reifeninnendruck und Fahrzeugmasse – kann sie Schwingungen mit sehr hohen Amplituden verursachen und dadurch das Fahrverhalten stark beeinflussen. Aus diesem Grund muss die Reifenunrundheit berücksichtigt werden. Böhler berücksichtigte die gemessene Reifenunrundheit, indem er sie in Form einer Fourier-Reihe zusammen mit der Stollenanregung implementierte. Die Messungen wurden am Flachbandprüfstand des Instituts für Agrartechnik der Universität Hohenheim bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 km/h durchgeführt. Die am Flachbandprüfstand gemessene Unrundheit setzt sich aus drei Anteilen zusammen: Reifenunrundheit, Felgenunrundheit und eventuelle Exzentrizität des Rades auf der Radnabe. Daher müsste jedes Rad einzeln und möglichst am Fahrzeug montiert vermessen werden, um die Unrundheiten zu erfassen. Um die Parameteranzahl zu reduzieren, wird die Unrundheit in dieser Arbeit als einfache Sinusanregung angenähert, Bild 29.

Der Einfluss der Stollenanregung auf die Fahrdynamik ist eher gering, da sie zu hochfrequent ist, so dass auf die Nachbildung dieses Effektes verzichtet wird.



Bild 29: Gemessene und angenäherte Reifenunrundheit eines Reifens 520/70 R 38.

5.2 Reifen-Boden Charakteristik

Der Reifen-Boden Kontakt, der eine entscheidende Rolle im Fahrzeugverhalten spielt, wird im zweiten Parameterblock beschrieben. Die Reifen-Boden Charakteristik beschreibt die Interaktion des Reifens mit dem Boden und wird an der Einzelradmesseinrichtung ermittelt. Es muss betont werden, dass diese Messungen lediglich für einen bestimmten Reifen auf einem bestimmten Bodenbelag gültig sind. Sie sind abhängig von Radlast, Reifeninnendruck, Reifenart, Reifengröße, Bodenbeschaffenheit und Reifentemperatur. Es ist nicht möglich, all diese Abhängigkeiten zu berücksichtigen, auch weil sie innerhalb einer Messreihe variieren können.

Der Rollwiderstandsbeiwert ist abhängig von der Reifengröße, der Reifentemperatur, der Radlast, der Fahrgeschwindigkeit und dem Reifeninnendruck. Die Variationsbreite auf Grund der Radlast F_z und der Fahrgeschwindigkeit ist jedoch eher gering [16]. Deswegen wird der Rollwiderstandsbeiwert hier als ein konstanter Wert zwischen $\rho = 0,015$ und $\rho = 0,05 - je$ nach Reifeninnendruck und Fahrbahnbelag – angenommen. Die Beziehung zwischen dem Umfangskraftbeiwert und dem stationären Schlupf ist eine der Kurven, die zur Beschreibung des Reifen-Boden-Kontaktes eingesetzt werden. Bild 30 zeigt die Umfangskraftbeiwerte eines Ackerschlepperreifensatzes. Die gemessenen Werte können in Tabellen hinterlegt oder aber auch durch verschiedene Gleichungen angenähert werden [77; 128].



Bild 30: Mit der Einzelradmesseinrichtung gemessene Umfangskraftbeiwerte eines Hinter- und eines Vorderreifens auf Asphalt.

Schlotter [19] ermittelte eine leichte Abnahme des Triebkraftbeiwerts mit zunehmender Radlast, Bild 31. Die Abnahme dieses Wertes mit zunehmender Radlast kann im Hohenheimer Reifenmodell durch eine Kurvenschar berücksichtigt werden. Da der Effekt jedoch eher gering ist, kann stattdessen eine der Kurven, z.B. Radlast 20 kN, eingesetzt werden. Dadurch wird der Versuchsaufwand erheblich reduziert, ohne dass die Genauigkeit des Modells bedeutend beeinträchtigt wird.



Bild 31: Gemessene κ - σ -Beziehung eines Reifens 520/70 R 34 bei 0,8 bar Innendruck und einer Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h auf Asphalt (nach [19]).

Eine weitere Größe zur Beschreibung des Reifen-Boden-Kontaktes ist die Beziehung zwischen dem Seitenkraftbeiwert $\mu_v = F_v/F_z$ und dem stationären Schräglaufwinkel α_{st} . Dieser Zusammenhang wird am quasistationär gelenkten gezogenen Rad gemessen und ist in Bild 32 für einen Ackerschlepperreifensatz dargestellt. Die Messungen wurden bei einer Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h durchgeführt. Barrelmeyer [16] konnte auch hier eine Abnahme des Beiwertes mit zunehmender Radlast feststellen – ähnlich wie beim Umfangskraftbeiwert, allerdings deutlich stärker ausgeprägt. Dieses Ergebnis wurde durch Schlotter [19] bestätigt. Er stellte auch fest, dass der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Seitenkraftbeiwert vernachlässigt werden kann. Daher reicht für die Parametrisierung des Modells die Messung bei einer Geschwindigkeit aus. Da die Abnahme des Seitenkraftbeiwertes mit zunehmender Radlast erheblich ist, wird sie durch die entsprechende Kurvenschar berücksichtigt, Bild 32. Dazu sind allerdings auch Messungen bei verschiedenen Radlasten nötig. Die Einzelradmesseinrichtung ist jedoch für eine maximale Seitenkraft von 25 kN ausgelegt, wodurch Messungen bei höheren Radlasten als ca. 20 kN nicht möglich sind. Daher ergeben sich bei Radlasten oberhalb von 20 kN eventuelle Ungenauigkeiten. Bei einem unbeladenen Schlepper spielt dies keine große Rolle, da die Radlasten im

Allgemeinen unter 30 kN bleiben. Bei schwer beladenen Fahrzeugen muss jedoch mit Ungenauigkeiten gerechnet werden.



Bild 32: Mit der Einzelradmesseinrichtung gemessene Seitenkraftbeiwerte eines Hinter- und eines Vorderreifens auf Asphalt.

Die dargestellten Kennlinien wurden bei stationären Radlasten von 10 und 20 kN aufgezeichnet. Für andere Radlasten werden die Werte durch die Interpolation zwischen den beiden dargestellten Kurven, bzw. Extrapolation bis 40 kN gewonnen.

5.3 Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten

Da der Reifen als ein Feder-Dämpfer-System modelliert wird, müssen seine Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten ermittelt werden. Im folgenden Abschnitt werden Vorgehensweisen zur Parameterbestimmung vorgestellt.

5.3.1 Bestimmung der vertikalen Steifigkeit

Das nichtlineare Verhalten der Ackerschlepperreifen wird durch den Ansatz nach Plesser implementiert, Gleichung (11). Die Steifigkeitsermittlung wurde bereits von Langenbeck und Plesser ausführlich beschrieben [9; 10], so dass hier nur ein kurzer Überblick gegeben wird.

Die Grundlage der Steifigkeitsberechnung ist der Ausschwingversuch mit rollendem Reifen, in dem der Reifen angehoben – bis er den Boden nur noch leicht berührt – und anschließend fallen gelassen wird. Die sich dabei ergebenden Kraft-Weg-Verläufe werden zur Parameterbestimmung genutzt. Für die Berechnung der Steifigkeitskoeffizienten c_{1z} und c_{2z} werden zwei Punkte auf der Kraft-Weg Kennlinie benötigt. Als erster Punkt wird die statische Radlast F_{Czm} mit der entsprechenden Verformung f_{zm} gewählt. Der zweite Punkt befindet sich an der Stelle der maximalen Verformung f_{zmax} und der entsprechenden Kraft F_{Czmax} , Bild 33.





Die gewählten Verformungen f_{zm} und f_{zmax} sind die Punkte der Kurve, an denen die Verformungsgeschwindigkeit und folglich die Dämpferkraft null sind. Nach Gleichung (11) errechnet sich die Kraft wie folgt:

$$F_{Czm} = c_{1z} \cdot f_{zm}^{c_{2z}} \tag{55}$$

$$F_{Czmax} = c_{1z} \cdot f_{zmax}^{c_{2z}} \tag{56}$$

Eine Umformung der Gleichungen führt zu den Steifigkeitsparametern c_{1z} und c_{2z} :

$$c_{2z} = \frac{\ln(F_{Czmax}/F_{Czm})}{\ln(f_{zmax}/f_{zm})}$$
(57)

$$c_{1z} = \frac{F_{Czmax}}{f_{zmax}c_{2z}}$$
(58)

Einige durch Ausschwingversuche ermittelte Steifigkeitskoeffizienten sind in Bild 34 dargestellt.



Bild 34: Vertikale Steifigkeitskoeffizienten zweier Reifen unter verschiedenen Radlasten sowie p_i = 1,2 bar.

Für ein besseres Verständnis und um einen Vergleich mit den in anderen Arbeiten verwendeten Werten zu bekommen, kann eine lineare Steifigkeit nach Gleichung (59) berechnet werden, Bild 35.

$$c_{zm} = c_{1z} \cdot f_{zm}^{(c_{2z}-1)}$$
(59)



Bild 35: Lineare vertikale Reifensteifigkeit eines Reifens 520/70 R38.

Die vertikale Reifensteifigkeit steigt mit zunehmender Geschwindigkeit, was auf den Einfluss der Zentrifugalkraft zurückzuführen ist und so auch von Schrogl [8] und Kising [29] beobachtet wurde. Im Gegensatz zur Geschwindigkeit kann kein eindeutiger Zusammenhang mit der Radlast festgestellt werden. Böhler [7] linearisierte die Steifigkeit um den Betriebspunkt nach folgender Gleichung:

$$c_{lin} = c_{1z} \cdot c_{2z} \cdot f_{zm}^{(c_{2z}-1)}$$
(60)

Wie aus Bild 35 und Bild 36 ersichtlich, ist die lineare vertikale Steifigkeit c_{zm} etwas niedriger als die linearisierte vertikale Steifigkeit c_{lin} . Ein weiterer Unterschied ist der Abfall der linearisierten Steifigkeit im Bereich niedriger Geschwindigkeiten und eine leichte Zunahme ab 10 km/h, während die lineare Steifigkeit mit der Fahrgeschwindigkeit kontinuierlich zunimmt. Schrogl stellte dieses Verhalten ebenfalls fest und verwendete folgende Bezeichnungen: c_{roll} für c_{zm} und c_{dyn} für

 c_{lin} . Welche Auswirkungen die Verwendung dieser unterschiedlichen Steifigkeiten hat, ist in Bild 37 zu sehen.



Bild 36: Linearisierte vertikale Reifensteifigkeit eines Reifens 520/70 R38.

Da die Verwendung von c_{lin} zu einer grundsätzlich zu hohen Kraft führen würde, ist in Bild 37 auch " c_{lin} verschoben" dargestellt.



Bild 37: Vertikalkraft berechnet mit verschiedenen vertikalen Steifigkeiten.

Bei dieser Kennlinie ergibt sich jedoch im Bereich geringer Einfederung keine Kraft, während die Übereinstimmung mit der Messung ansonsten sehr gut ist.

5.3.2 Bestimmung der vertikalen Dämpfung

Bisherige Ausschwingversuche zur Messung der vertikalen Dämpfungskoeffizienten zeigten eine Abnahme der Dämpfung mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit [8-10; 29; 41; 47]. Plesser approximierte die Dämpfung, indem er Messungen im unter- und oberkritischen Fahrgeschwindigkeitsbereich auswertete. Er berücksichtige schließlich den Geschwindigkeitseinfluss mit folgender Gleichung:

$$d_{z} = d_{1z} \cdot \frac{1}{v^{d_{2z}}}$$
(61)

Wobei: d_z , d_{1z} und d_{2z} – vertikale Dämpfungskoeffizienten und v – Fahrgeschwindigkeit in km/h.

Diese Methode – bei der aus einem Ausschwingversuch das logarithmische Dekrement berechnet wird – führt jedoch zu ungenauen Werten, insbesondere in Geschwindigkeitsbereichen nahe der kritischen Fahrgeschwindigkeit, wie auch von Kising und Langenbeck beobachtet [9; 29]. Dieser Effekt ist verursacht durch die Reifenunrundheit, die den Prüfstand zu Schwingungen anregt. Nah an der kritischen Fahrgeschwindigkeit wird ähnlich viel Energie in das System eingebracht, wie durch die Reifendämpfung dem System entzogen wird [41]. Da aber die Methode des Ausschwingversuchs lediglich für frei schwingende nicht angeregte Systeme gültig ist, sind die so berechneten Dämpfungswerte tendenziell zu klein (außer bei stehendem Rad). Im Bereich kritischer Geschwindigkeiten werden sehr kleine Dämpfungskoeffizienten errechnet [41]. Wie aus Bild 38 ersichtlich, ergeben sich zum Teil sogar negative Dämpfungen und die Ergebnisse weisen eine inakzeptable Streubreite auf.



Bild 38: Durch Berechnung des logarithmischen Dekrements aus Ausschwingversuchen ermittelte Dämpfungskoeffizienten eines Reifens 520/70 R 38 unter verschiedenen Radlasten.

Da die Reifenunrundheit die große Streuung der Koeffizienten verursacht, ist es unabdingbar, diese zu berücksichtigen. Dafür wurde ein vereinfachtes Modell des Flachbandprüfstandes, das lediglich die auftretende Vertikalkraft berücksichtigt, erstellt. Da die Längskraft an einem gezogenen Rad lediglich die Rollwiderstandskraft ist, kann sie vernachlässigt werden. Die Reifenunrundheit wird in Abhängigkeit vom Raddrehwinkel gemessen und als Wertetabelle hinterlegt. Der Raddrehwinkel wurde bei der Messung aufgezeichnet. So kann die dazugehörige Anregung abhängig vom Raddrehwinkel aus der Wertetabelle abgelesen werden. Für diese iterative Dämpfungsbestimmung ist es unabdingbar, die Masse, das Massenträgheitsmoment um die Lagerung der Schwinge und die Schwerpunktslage möglichst genau zu kennen. Diese Werte können aus CAD-Daten ermittelt werden. Die nichtlineare Steifigkeit wird nach der in 5.3.1 erläuterten Methode bestimmt und die Parameter c_{1z} und c_{2z} für die Dämpfungsbestimmung eingesetzt. Dadurch bleibt als einzige unbekannte Größe der vertikale Dämpfungskoeffizient bei der jeweiligen Geschwindigkeit. Anschließend werden Simulationsläufe durchgeführt und die simulierte Lage der Schwingungsmaxima mit der gemessenen Lage verglichen. Bei einer Abweichung wird der verwendete Dämpfungskoeffizient angepasst und ein weiterer Simulationslauf gestartet. Dieser

Iterationsprozess wird so lange wiederholt, bis eine zufriedenstellende Übereinstimmung erreicht ist. Gewisse Ungenauigkeiten ergeben sich aus der Vernachlässigung der Längskraft und aus dem Reifenabrollradius, da hier vereinfachend die Herstellerangabe eingesetzt wird.

Die Ergebnisse für einen Reifen 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar sind im Bild 39 dargestellt. Es kann die gleiche Tendenz wie bei Plesser beobachtet werden, auch wenn hier eine klare Abnahme der Dämpfungswerte mit der Radlast auftritt, wie bereits von Schrogl festgestellt [8].



Bild 39: Mit der Iterationsmethode berechnete Dämpfungswerte des Reifens 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar, verschiedenen Radlasten und Fahrgeschwindigkeiten.

Bild 40 zeigt die vertikale Dämpfung eines Ackerschleppervorderreifens 480/70 R 24. Auch dieser Reifen zeigt eine deutliche Abnahme der Dämpfung mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und Radlast.



Bild 40: Mit der Iterationsmethode berechnete Dämpfungswerte des Reifens 480/70 R 24 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar, verschiedenen Radlasten und Fahrgeschwindigkeiten.

5.3.3 Bestimmung weiterer Steifigkeiten und Dämpfungen

Die Längs- und Quersteifigkeiten des Reifens können an der Einzelradmesseinrichtung bestimmt werden. Dafür werden die Reifen-Boden-Kennlinien benötigt.

Für die Bestimmung der Längsparameter wird das Rad innerhalb einer möglichst kurzen Zeitspanne beschleunigt, um die größtmögliche Reifendeformation zu erreichen. Die Radlast wird konstant gehalten. Bei niedrigen Geschwindigkeiten verformt sich der Reifen dabei um mehrere Zentimeter. Da die Schlupfdefinition nur im stationären Zustand gültig ist, erscheint hier die auftretende Verformung als Schlupf. Je weicher der Reifen, desto weiter entfernt liegt der Kraftverlauf von der stationären Längskraft, wie anhand einiger Simulationsergebnisse zu sehen ist, Bild 41. Im linken Diagramm wird der Steifigkeitskoeffizient c_{1x} variiert, wobei der Exponentialkoeffizient c_{2x} eins beträgt. Im zweiten Diagramm wird bei einem gleich bleibenden c_{1x} von 300 kN/m der Steifigkeitskoeffizient c_{2x} geändert. Eine Veränderung des linearen Steifigkeitskoeffizienten c_{1x} führt zu einer Parallelverschiebung der Kurven, während die Variation des Exponentialkoeffizienten c_{2x} hauptsächlich die Steigung des Kraftverlaufes beeinflusst.



Bild 41: Einfluss verschiedener Reifensteifigkeiten auf das Berechnungsergebnis der Längskraft bei einer Radlast von ca. 20 kN und einer Beschleunigungszeit von 5 s. Der simulierte Reifen hat die Dimension 520/70 R 38.

Der Vergleich mit entsprechenden Messungen kann für eine iterative Ermittlung der Längssteifigkeit genutzt werden. Die ermittelten Steifigkeitskoeffizienten des Hinterreifens betragen: c_{1x} = 300 kN/m und c_{2x} = 0,95. Der Reifen zeigt also ein leicht degressives Verhalten in Längsrichtung.

Die Deformationsgeschwindigkeit des Reifens beträgt bei dem obigen Versuch etwa 0,03 m/s, was nicht ausreicht, um die Dämpfung zu bestimmen. Für die Ermittlung der Dämpfung wäre eine Sprunganregung des Rades in Längsrichtung nötig. Diese ist jedoch auf Grund der eingeschränkten Prüfstandsdynamik nicht möglich. Daher wurde der Dämpfungswert in Längsrichtung auf $d_{1x} = 2,7$ kNs/m und $d_{2x} = 0$ geschätzt.

Die Bestimmung der lateralen Steifigkeit erfolgt analog zur Bestimmung der Längssteifigkeit. Durch ein schnelles Lenkmanöver wird eine möglichst große Reifenverformung in lateraler Richtung hervorgerufen. Dieser Vorgang wird anschließend simuliert und die Ergebnisse mit der Messung verglichen. Die lateralen Steifigkeiten werden – wie auch die longitudinalen – iterativ ermittelt. Simulationsläufe mit verschiedenen Steifigkeiten sind in Bild 42 zu sehen. Analog zur Längskraft weichen die Seitenkräfte bei dem dynamischen Lenkvorgang mit einer Schräglaufwinkelverstellrate von 4 °/s erheblich vom stationären Fall ab.



Bild 42: Einfluss verschiedener Reifensteifigkeiten auf das Berechnungsergebnis der Seitenkraft bei einer Radlast von ca. 20 kN und einer Schräglaufwinkelverstellrate von 4°/s. Der simulierte Reifen hat die Dimension 520/70 R 38.

Je weicher der Reifen, desto größer die Abweichung von der stationären Seitenkraft. Dies ist insbesondere im linken Diagramm gut zu beobachten. Dabei ist $c_{2y} = 1$, wodurch sich eine lineare Kennlinie ergibt. Im rechten Diagramm wird bei einem konstanten Wert von $c_{1y} = 88$ kN/m der Exponentialkoeffizient c_{2y} variiert.

Die ermittelten Steifigkeiten für den Hinterreifen betragen: c_{1y} = 88,25 kN/m und c_{2y} = 0,96. Der Reifen zeigt also auch in lateraler Richtung ein leicht degressives Verhalten.

Bei den durchgeführten Lenkvorgängen mit einer Schräglaufwinkelverstellrate von maximal 10 °/s konnten Verformungsgeschwindigkeiten von etwa 0,06 – 0,08 m/s erreicht werden. Diese Deformationsgeschwindigkeiten sind jedoch zu gering, um einen Einfluss der Dämpfung beobachten zu können. Hierfür wären sehr viel höhere Lenk- bzw. Fahrgeschwindigkeiten nötig. Daher wurde von den gleichen Schätzwerten für die Dämpfungsparameter wie in Längsrichtung ausgegangen: $c_{1y} = 2,7$ kNs/m und $d_{2y} = 0$.

Auch die Torsionssteifigkeit und Torsionsdämpfung um die Vertikalachse werden auf der Einzelradmesseinrichtung bestimmt. Da die Seitenkraft einen großen Einfluss auf das Rückstellmoment hat, können die Torsionsparameter erst nach einer Bestimmung der lateralen Feder-Dämpfer-Eigenschaften erfolgen.

Wie bereits in 4.2.3 erläutert, besteht das Rückstellmoment aus dem Schermoment und dem Torsionsmoment. Das Schermoment hängt von den angreifenden Horizontalkräften und deren Angriffspunkten ab. Das Torsionsmoment hingegen kann durch die Verdrehung der Felge zum Latsch und die Torsionssteifigkeit und Torsionsdämpfung beschrieben werden. Auch diese werden iterativ bei Versuchen mit möglichst hohen Lenkgeschwindigkeiten ermittelt. Für den Hinterreifen betragen die Werte: $c_{tors} = 20$ N/° und $d_{tors} = 80$ Nms/°.

6 VERIFIZIERUNG DES REIFENMODELLS

Vor seinem Einsatz am Fahrzeugmodell wurde das Reifenmodell am Flachbandprüfstand und der Einzelradmesseinrichtung verifiziert. Die Prüfstände haben eine erheblich geringere Anzahl von Freiheitsgraden, was unterschiedliche Einflüsse reduziert, die am Ackerschlepper auftreten können. Dadurch wird eine bessere Vergleichbarkeit der Mess- mit den Simulationsergebnissen erreicht.

6.1 Verifizierung der Vertikalkraft

Für die Validierung der Vertikalkraft wurden der Flachbandprüfstand und das entsprechende Mehrkörpersimulationsmodell eingesetzt, Bild 43.



Bild 43: MKS-Modell des Flachbandprüfstands.

Zur Verifizierung der Vertikalkraftberechnung wurden Ausschwingversuche durchgeführt und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Bild 44 zeigt das Verifizierungsergebnis für einen Reifen 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar. Dabei wurden folgende Parameter eingesetzt: $c_{1z} = 499$ kN/m^{c_{2z}, $c_{2z} = 1,0926$ und $d_z = 1,94$ kNs/m.}



Bild 44: Verifizierung von Vertikal- und Längskraft bei einer Radlast von 20 kN und einer Bandgeschwindigkeit von 25 km/h bei Ausschwingversuchen. Modellparameter nach Tabelle 4.

Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit gemessenen Werten. Die hier gezeigten Längskräfte wurden in den Lastmessbolzen gemessen und beinhalten neben der Reifenkraft selbst auch Anteile aus Prüfstandsmasse, Zentrifugalkraft und Beschleunigung. Es ist zu betonen, dass Abweichungen bei anderen Geschwindigkeiten auftreten können, die hauptsächlich durch Ungenauigkeiten der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter verursacht sind, da diese in 5 km/h-Schritten gemessen und dazwischen linearisiert wurden. Ein weiterer Faktor, der die Genauigkeit beeinflusst ist die μ - σ -Beziehung. Der verwendete Wert wurde auf Asphalt gemessen, während der Flachbandprüfstand mit Sandpapier beklebt ist. Zusammenfassend kann eine sehr hohe Genauigkeit des Hohenheimer Reifenmodells bei der Vertikalkraftberechnung festgestellt werden.

6.2 Verifizierung der Längskraft ohne einen Schräglaufwinkel

Die Verifizierung der Längskraftberechnung wurde an der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt, Bild 15. Dafür wurde ein Mehrkörpersimulationsmodell des Prüfstandes erstellt, Bild 45.



Bild 45: MKS-Modell der Einzelradmesseinrichtung.

Das MKS-Modell bildet die Kinematik der Schwinge sowie die Radlastregelung ab. Für die Berechnung der horizontalen Reifenkräfte benötigt das Hohenheimer Reifenmodell die tatsächliche Geschwindigkeit der Radnabe und die Winkelgeschwindigkeit des Rades. Diese Eingangsgrößen des Reifenmodells werden gemessen und dem Modell der Einzelradmesseinrichtung als Zwangsbedingungen vorgegeben. Das Reifenmodell berechnet daraus die am Reifen angreifende Horizontalkraft. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Berücksichtigung der gesamten Prüfstandsdynamik und der damit einhergehenden Einflüsse auf die Messergebnisse. Diese dynamischen Effekte werden durch die Reifen des Zugfahrzeugs und des Anhängers sowie durch die Eigendynamik des Antriebsstrangs des Zugfahrzeugs und der Antriebshydraulik des Messrades verursacht. Dies ist beispielhaft in Bild 46 zu sehen. Das Rad sollte innerhalb von 5 s rampenförmig von -75% bis +65% Schlupf beschleunigt werden. Die gemessene Kurve weist jedoch einen sehr unregelmäßigen Verlauf auf, der durch den hydrostatischen Antrieb und das leichte Beschleunigen des gesamten Zuges während des Versuchs verursacht wird. Durch die Verwendung der gemessenen Geschwindigkeiten sind diese Effekte berücksichtigt.



Bild 46: Längskraftverhalten eines Reifens 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar, Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h und statischer Radlast von 20 kN auf Asphalt. Modellparameter nach Tabelle 4.

Wie die Gleichungen (14) und (15) zeigen, werden für die Kraftberechnung die tatsächliche und die theoretische Fahrgeschwindigkeit benötigt. Diese Werte werden – zusammen mit der Radlast – als Eingangsgrößen in das Modell genutzt. Für Untersuchungen der Seitenkräfte wurde auch der Schräglaufwinkel auf dem Prüfstand gemessen und als Eingangswert für die Berechnung genutzt. Dadurch werden alle dynamischen Effekte berücksichtigt, ohne den gesamten Prüfstand nachbilden zu müssen. Folglich sind etwaige Ungenauigkeiten, die auf die Prüfstandsdynamik zurückzuführen sind, weitgehend ausgeschlossen.

Das Beschleunigungsmanöver in Bild 46 gibt das zeitliche Verhalten der Längskraft wieder. Die Verzögerung in der Längskraft gegenüber dem Schlupf ist bei der Zeit t = 4 s zu beobachten. Im stationären Fall fallen die Nullstellen der Längskraft und des Schlupfs zusammen. Dynamisch eilt die Längskraft erheblich nach und beträgt bei einem Schlupf von $\sigma = 0\%$ noch ca. -10 kN. Solche Versuche wurden bereits von Schlotter durchgeführt [19].

Bild 47 zeigt die Längskräfte bei verschiedene Beschleunigungsmanövern, aufgetragen über den Schlupf. Das linke Diagramm zeigt ein innerhalb von

verschiedenen Zeitspannen – 5 s und 30 s – von -75% bis + 65% Schlupf beschleunigtes Rad. Die Fahrgeschwindigkeit der Messeinrichtung wird dabei konstant gehalten und beträgt 2 km/h. Im rechten Diagramm wird das Rad in beiden Fällen innerhalb von 5 s beschleunigt. Die Fahrgeschwindigkeiten unterscheiden sich jedoch.



Bild 47: Instationäres Schlupfverhalten eines Reifens 520/70 R 38 bei 1,2 bar Reifeninnendruck, Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h und statischer Radlast von 20 kN auf Asphalt. Modellparameter nach Tabelle 4.

Mit zunehmender Beschleunigung vergrößert sich die Abweichung der Kraft von ihrem stationären Zustand. Dies ist auf die Schlupfdefinition zurückzuführen, die lediglich bei stationären Zuständen gültig ist. Da hier aber ein dynamischer Vorgang vorliegt, wird die auftretende Reifenverformung als Schlupf erfasst. Daher vergrößert sich die Abweichung mit zunehmender longitudinaler Reifenverformung.

Bei höheren Geschwindigkeiten erscheint der Reifen steifer, wie aus dem Diagramm rechts ersichtlich. Bezieht man den Schlupf auf den zurückgelegten Weg, tritt bei gleichem Schlupf und zunehmender Geschwindigkeit eine größere Verformung und damit Kraft auf. Bei unendlich schneller Fahrt würde der Längskraftverlauf dem stationären Fall entsprechen. Die Steifigkeit des Reifens ändert sich allerdings nicht. Es kann festgestellt werden, dass das Hohenheimer Reifenmodell auf Grund seiner Rechenweise dieses Verhalten gut wiedergeben kann, ohne dass zusätzliche Parameter eingeführt werden müssen. In seiner Zusammenfassung zu diesem Thema zeigt Ammon [129] ein mechanisches Ersatzsystem für die Längskraftberechnung. Er definiert zwei unterschiedliche Steifigkeitskoeffizienten: einen für das stehende und einen für das bewegte Rad. Dabei wird der Reifen im Stand durch eine lineare Feder angenähert, und durch die Berechnung der Verformung kann die Längskraft ermittelt werden. Für ein bewegtes Rad wird die Längskraft über den entsprechenden Steifigkeitskoeffizienten und den Schlupf berechnet, was letztlich zur stationären Kurve führt. Dieses Modell kann jedoch das instationäre Verhalten nicht in allen Geschwindigkeitsbereichen wiedergeben. Auch Ammon kommt zur Schlussfolgerung, die analytischen Betrachtungen und die Modellentwicklung grundsätzlich auf der Basis von Geschwindigkeiten vorzunehmen und den Schlupf als abgeleitete Größe zu betrachten.

6.3 Verifizierung der Seitenkraft am gezogenen Rad

Die Verifizierung der Seitenkraft wurde ebenfalls an der Einzelradmesseinrichtung durchgeführt. Bei diesen Versuchen wurde die Fahrgeschwindigkeit bzw. die Lenkgeschwindigkeit variiert. Im folgenden Abschnitt werden Ergebnisse für einen Reifen 520/70 R 38 gezeigt. Bild 48 zeigt das quasistationäre Verhalten des Reifens bei einer Fahrgeschwindigkeit von 2 km/h und einer Verstellgeschwindigkeit des Schräglaufwinkels von 0,5 °/s. Auf Grund der Tatsache, dass die stationäre μ_{y} - α -Beziehung als Eingangsparameter dient, ist hier eine gute Übereinstimmung zu erwarten.



Bild 48: Quasistationäres Seitenkraftverhalten eines gezogenen Rades bei $v_{tx} = 2$ km/h, Radlast $F_z = 20$ kN und Schräglaufwinkelrate $\alpha \sim 0,25$ %. Modell-parameter nach Tabelle 4.

Im Bild 49 wird das Rad in beiden Fällen mit 2 km/h bewegt, jedoch unterschiedlich schnell gelenkt. Die Schräglaufwinkelraten betragen 5 bzw. 10 °/s. Es kann das typische Zeitverhalten der zweiten Ordnung beobachtet werden. Mit zunehmender Schräglaufwinkelrate nimmt der zeitliche Verzug zwischen der Seitenkraft und dem Schräglaufwinkel zu. Dieser Sachverhalt wird deutlicher, wenn man sich von der Zeitachse löst und die Seitenkraft über dem Schräglaufwinkel aufträgt, Bild 50. Je schneller sich der Schräglaufwinkel ändert, desto weiter entfernt sich die Kraft von ihrem stationären Zustand.



Bild 49: Seitenkraftverhalten bei $v_{tx} = 2$ km/h, statischer Radlast $F_z = 20$ kN und Schräglaufwinkelraten von 5 °/s und 10 °/s. Modellparameter nach Tabelle 4.



Bild 50: Seitenkraftverhalten bei unterschiedlichen Schräglaufwinkelraten. Modellparameter nach Tabelle 4.

Die Dynamik des Kraftaufbaus hängt auch von der Fahrgeschwindigkeit ab. Wie aus Bild 51 ersichtlich, baut sich die Seitenkraft mit zunehmender Fahrge-

schwindigkeit schneller auf bei gleicher Änderungsgeschwindigkeit des Schräglaufwinkels.



Bild 51: Seitenkraftverhalten bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, statischer Radlast F_z = 20 kN und einer Schräglaufwinkelraten von 5 °/s. Modellparameter nach Tabelle 4.

In der Literatur wird dieses Verhalten mit Hilfe der so genannten Relaxationslänge erklärt, Gleichung (62). Diese stellt den bis zum Erreichen des stationären Zustandes zurückgelegten Weg dar und wird häufig als konstant angenommen. Der Reifen wird als eine Serienschaltung einer Feder und eines Dämpfers, also als ein Maxwell-Modell betrachtet [49]. Sein Übertragungsverhalten entspricht dem eines PT₁-Gliedes und die Relaxationslänge ergibt sich zu:

$$E_{LY} = \frac{c_{\alpha}}{c_{YR}} = T_1 \cdot v_{tx} \tag{62}$$

Mit: c_{α} – Schräglaufsteifigkeit, c_{YR} – Reifensteifigkeit in seitlicher Richtung, E_{LY} – Relaxationslänge und T_1 – Zeitkonstante des PT₁-Gliedes.

Die Relaxationslänge ergibt sich als Koeffizient der Schräglaufsteifigkeit, die die Steigung der $F_{y^-}\alpha_{st}$ – Beziehung im Nullpunkt repräsentiert, Bild 24, und der lateralen Karkassensteifigkeit des Maxwell-Modells c_{YR} . Unter der Annahme einer Geschwindigkeitsunabhängigkeit der Relaxationslänge, kann aus der Gleichung

(62) die geschwindigkeitsabhängige Zeitkonstante T_1 ermittelt werden. Verschiedene Messungen belegen, dass die Zeitkonstante T_1 mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit stark abnimmt [130]. Dies entspricht dem Sachverhalt in Bild 51. Barrelmeyer [16], Schlotter [19] und Wang et al. [131] konnten jedoch zeigen, dass die Relaxationslänge nicht als konstant angenommen werden kann, sondern abhängig ist von Schräglaufwinkel, Fahrgeschwindigkeit und Radlast. Schlotter stellt auch eine Abhängigkeit der Relaxationslänge von der Bestimmungsmethode fest. Folglich ist ihre Verwendung als Modellparameter eher schwierig. Die Relaxationslänge wird hauptsächlich in mathematischen Modellen angewendet, während physikalische Modelle die laterale Reifensteifigkeit zum Berechnen des dynamischen Kraftaufbaus einsetzen [132]. Im Hohenheimer Reifenmodell wird die Relaxationslänge nicht als Modellparameter verwendet, weil sie als ein Berechnungsergebnis verstanden wird.

Die Gleichung (21) bietet allerdings eine andere Erklärung für den schnelleren Kraftaufbau bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit. Bildet man den Grenzwert der Gleichung und lässt die Fahrgeschwindigkeit gegen unendlich gehen, ergibt sich der folgende Zusammenhang:

$$\lim_{v_{tx}\to\infty}\frac{d}{dt}f_{y} = \lim_{v_{tx}\to\infty}[v_{tx}\cdot(\underbrace{-\tan\alpha-\tan\alpha_{st}}_{<0})] = -\infty$$
(63)

Es wird deutlich, dass die Deformationsgeschwindigkeit mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit steigt. Dadurch wird der Reifen schneller verformt und die Kraft schneller aufgebaut. Im theoretischen Fall einer unendlichen Fahrgeschwindigkeit würde sich der Kraftaufbau dem stationären Fall nähern.

Während die obigen Graphen das Seitenkraftverhalten bei zunehmendem Schräglaufwinkel wiedergeben, wird in Bild 52 eine Zunahme des Schräglaufwinkels bis ca. 14° mit anschließender Abnahme auf ca. 1° gezeigt.



Bild 52: Seitenkraftverhalten bei einer Richtungsänderung der Schräglaufwinkelrate bei v_{tx} = 2 km/h und stationärer Radlast F_z = 20 kN. Modellparameter nach Tabelle 4.

Die verhältnismäßig langsame Abnahme der Seitenkraft wurde bereits von Barrelmeyer dokumentiert [16]. Auch dieses Diagramm bestätigt die Fähigkeiten des Hohenheimer Reifenmodells, die dynamischen Seitenkräfte wiederzugeben. Es zeigt auch, dass es möglich ist, das zeitliche Verhalten des Reifens ohne Verwendung der Relaxationslänge als Modellparameter abzubilden.

Wie in Kapitel 4 dargestellt, bewirkt eine auftretende Seitenkraft neben einer lateralen auch eine vertikale Verformung des Reifens. Infolgedessen verringert sich der Abstand zwischen der Radnabe und dem Boden, obwohl die Radlast unverändert bleibt. Bild 53 zeigt die Veränderung des Abstandes der Radnabe zum Boden bei einem quasistationären Lenkmanöver und einer Radlast von 20 kN. Es ist ersichtlich, dass bereits der einfache Ansatz nach Gleichung (9) zu einer guten Übereinstimmung der vertikalen Einfederung infolge der Seitenkraft führt.



Bild 53: Abstand Radnabe-Boden bei einer quasistationären Zunahme der Seitenkraft an einem gezogenen Rad bei $v_{tx} = 2$ km/h, Radlast $F_z = 20$ kN und Schräglaufwinkelrate $\alpha' \approx 0,25$ °/s. Modellparameter nach Tabelle 4.

6.4 Verifizierung der Kräfte bei überlagertem Schlupf

Wie bereits im Abschnitt 4.1.4 erläutert, beeinflussen sich die Längs- und die Seitenkraft gegenseitig. Mit zunehmendem Absolutwert der Längskraft nimmt die Seitenkraft ab und umgekehrt. Da dieser Zusammenhang, speziell beim Bremsen oder Lastwechsel, eine starke Auswirkung auf das Fahrverhalten hat, muss ihn ein Reifenmodell richtig wiedergeben.

Um das Hohenheimer Reifenmodell auch diesbezüglich zu verifizieren, wurden Versuche mit überlagertem Schlupf durchgeführt. Dafür wurde der Schlupf des Messrades, ähnlich wie im Abschnitt 6.2, von ca. -70% bis ca. +60% innerhalb verschiedener Zeitspannen rampenförmig geändert, allerdings bei einem konstanten Schräglaufwinkel. Das quasistationäre zeitliche Verhalten der Längsund Seitenkraft ist für einen Reifen 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar in Bild 54 dargestellt. Es ist eine Zunahme der Seitenkraft mit der Abnahme des Absolutwertes der Längskraft zu beobachten. Bei einem Schlupfwert von annähernd Null erreicht die Seitenkraft ihr Maximum und fällt anschließend mit zunehmender Längskraft ab.



Bild 54: Quasistationäres Kraftverhalten bei einer Schlupfänderung von -70% bis +50% innerhalb von 40 s, einem konstanten Schräglaufwinkel $\alpha = 4^{\circ}$ und einer konstanten Radlast $F_z = 20$ kN. Modellparameter nach Tabelle 4.

Bild 55 verdeutlicht die Interaktion der beiden Komponenten der Horizontalkraft, indem die Seitenkraft über die Längskraft aufgetragen wird. Da es sich um quasistationäre Kurven handelt, sind alle Abweichungen der simulierten Werte von den gemessenen auf die Reifen-Boden-Charakteristika zurückzuführen, die je nach Fahrbahnzustand gewissen Schwankungen unterliegen.



Bild 55: Seiten- über Längskraft bei überlagertem Schlupf mit unterschiedlichen Schräglaufwinkeln bei einer Schlupfänderung von -70% bis +60% innerhalb von 40 s. Modellparameter nach Tabelle 4.

Die Kurvenverläufe aus Bild 55 stimmen auch gut mit den von Barrelmeyer [16] und Schlotter [19] gemessenen Verläufen überein. Die bereits beschriebene Asymmetrie der Reifenkennfelder kann auch in Bild 55 festgestellt werden. Barrelmeyer und Schlotter verglichen ihre Messergebnisse mit dem in Kapitel 2 beschriebenen Slip-Drift-Model von Grečenko [83; 85]. Barrelmeyer stellte fest, dass das Slip-Drift-Modell die auf nachgiebigem Boden gemessenen Verläufe grundsätzlich wiedergeben kann. Insbesondere bei hohen Radlasten traten jedoch zum Teil große Abweichungen auf. Er modifizierte das Modell, indem er die Bodenkohäsion nicht als konstant, sondern als eine Funktion der Gleitgeschwindigkeit annahm. Dadurch erreichte Barrelmeyer eine deutlich bessere Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Reifenkennfeldern [16]. Schlotter verglich auf Asphalt gemessene Reifenkennfelder mit Berechnungsergebnissen des Slip-Drift-Modells und erzielte ebenfalls eine grundsätzliche Übereinstimmung. Die Asymmetrie der berechneten Kennfelder war jedoch schwach ausgeprägt, was Schlotter auf die Annahme gleicher Kraftschlussbeiwerte des Slip-Drift-Modells zurückführte. Er änderte diesen Ansatz und berücksichtigte die Anisotropie des Reifens, wodurch eine stärkere Asymmetrie erreicht werden konnte [19].

Da der stationäre Fall ein Sonderfall ist, sollte ein Reifenmodell die Horizontalkräfte auch im dynamischen Fall überlagerten Schlupfs wiedergeben können. Folgende Graphen zeigen die Verifizierung des Modells für den dynamischen Fall bei einer Schlupfänderung von -70% bis +60% innerhalb von 5 s. Bild 56 und Bild 57 zeigen das zeitliche Verhalten der beiden Horizontalkraftkomponenten und sowie den gemessenen Schlupf. Das Maximum der Seitenkraft liegt hier eher im positiven Längskraftbereich.



Bild 56: Dynamische Schlupfänderung innerhalb von 5 s bei einem konstanten Schräglaufwinkel $\alpha = 1^{\circ}$ und $F_z = 20$ kN. Modellparameter nach Tabelle 4.

In Bild 57 kann bei t = 6 s eine schnellere Abnahme der Seitenkraft beobachtet werden. Diese ist auf den unregelmäßigen Schlupfverlauf zurückzuführen, der bei $t \approx 5.8$ s sprunghaft zunimmt. Dieser Effekt tritt bei dynamischen Versuchen deutlich stärker auf, als bei quasistationären Messungen, Bild 54, und ist auf die Prüfstandsdynamik zurückzuführen, siehe Kapitel 3.2.



Bild 57: Dynamische Schlupfänderung innerhalb von 5 s bei einem konstanten Schlupfwinkel $\alpha = 4^{\circ}$ und $F_z = 20$ kN. Modellparameter nach Tabelle 4.

Dieses Verhalten ist für verschiedene Schräglaufwinkel auch in Bild 58 dargestellt.



Bild 58: Seiten- über Längskraft unter überlagertem Schlupf bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln bei einer Schlupfänderung von -70% bis +60% innerhalb von 5 s. Modellparameter nach Tabelle 4.
Während das Maximum der Seitenkraft im quasistationären Fall im Bereich negativer Längskraft liegt, Bild 55, tritt die maximale Seitenkraft eher bei positiver Längskraft auf. Darüber hinaus erreichen die Maxima der Seitenkraft im dynamischen Fall deutlich niedrigere Werte als im quasistationären Zustand.

Zusammenfassend kann eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse festgestellt und das Hohenheimer Reifenmodell folglich auch für Untersuchungen bei überlagertem Schlupf eingesetzt werden.

6.5 Verifizierung des Rückstellmoments

6.5.1 Verifizierung des Rückstellmoments am gezogenen Rad

Eine weitere wichtige Fahrdynamikgröße ist das Rückstellmoment des Reifens. Zusammen mit dem sich aus der Lenkgeometrie ergebendem Rückstellmoment spielt es eine Rolle bei der Lenkungsauslegung.

Die Einzelradmesseinrichtung ermöglicht Messungen des Rückstellmomentes und wurde zur Modellvalidierung eines Reifens 520/70 R 38 bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar eingesetzt. Bei den im Folgenden gezeigten Rückstellmomenten sind die durch die Längskraft und den Lenkrollradius der Einzelradmesseinrichtung verursachten Anteile abgezogen.

Bild 59 zeigt den quasistationären Fall eines mit konstanter Geschwindigkeit gezogenen Rades. Das Simulationsergebnis weicht von der Messung im Bereich großer Schräglaufwinkel leicht ab. Die Übereinstimmung im Bereich kleiner Schräglaufwinkel ist jedoch sehr gut.



Bild 59: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufwinkelrate $\alpha' \approx 0.5$ °/s, $F_z = 20$ kN und $v_{tx} = 2$ km/h. Modellparameter nach Tabelle 4.

Die auftretende Schwingung der gemessenen Werte ist auf den Stolleneinfluss zurückzuführen, der bei niedriger Geschwindigkeit stark zum Vorschein kommt. Dieser ist im Hohenheimer Reifenmodell nicht berücksichtigt. Bild 60 und Bild 61 zeigen die Rückstellmomente bei Schräglaufwinkelraten von $\alpha' = 5$ °/s und $\alpha' = 10$ °/s. In beiden Fällen ist eine sehr gute Wiedergabe des Rückstellmomentes bei kleinen Schräglaufwinkeln zu sehen, allerdings wird das Reifenmodell bei Schräglaufwinkeln oberhalb 10° ungenauer.

Die Stollen haben einen großen Einfluss auf das Rückstellmoment bei niedrigen Geschwindigkeiten, wie in Bild 60 und Bild 62 zu sehen. Diese Anregung entspricht der Anzahl der Stollenpaare, nämlich 21. Daher beträgt die Anregungsfrequenz bei 2 km/h etwa 2,25 Hz und etwa 5,6 Hz bei 5 km/h. Da das Hohenheimer Reifenmodell zur Simulation des Fahrverhaltens eingesetzt wird, bildet es Frequenzen oberhalb von 5 Hz nicht ab. Da die Anregung durch die Stollenpaare bereits bei einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h eine Frequenz von über 10 Hz erreicht, wird sie vom Hohenheimer Reifenmodell nicht berücksichtigt.



Bild 60: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufwinkelrate $\alpha' \approx 5$ °/s, $F_z = 20$ kN und $v_{tx} = 2$ km/h. Modellparameter nach Tabelle 4.



Bild 61: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufwinkelrate $\alpha' \approx 10$ °/s, $F_z = 20$ kN und $v_{tx} = 2$ km/h. Modellparameter nach Tabelle 4.

Während obige Diagramme Messungen bei einer Fahrgeschwindigkeit $v_{tx} = 2$ km/h zeigen, ist in Bild 62 das Rückstellmoment bei $v_{tx} = 5$ km/h dargestellt.



Bild 62: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Schräglaufwinkelrate $\alpha' \approx 5$ °/s, $F_z = 20$ kN und $v_{tx} = 5$ km/h. Modellparameter nach Tabelle 4.

In allen hier gezeigten Diagrammen konnte das typische Ansteigen des Rückstellmomentes mit zunehmendem Schräglaufwinkel beobachtet werden. Für Pkw-Reifen wird das maximale Rückstellmoment bei einem Schräglaufwinkel von $\alpha \approx 5^{\circ}$ erreicht. Danach fallen die Werte stark ab und ändern sogar ihr Vorzeichen bei $\alpha \approx 10^{\circ}$, [66]. Bei Ackerschlepperreifen tritt der Vorzeichenwechsel nicht auf. Unter quasistationären Bedingungen wurde das Maximum für den hier vorgestellten Reifen bei einem Schräglaufwinkel $\alpha \approx 7^{\circ}$ erreicht.

Bild 63 zeigt den Rückstellmomentverlauf bei einer Änderung der Verstellrichtung des Schräglaufwinkels. Die Schräglaufwinkelrate beträgt hier 10 °/s. Auch dieser dynamische Fall kann vom Hohenheimer Reifenmodell gut wiedergegeben werden.



Bild 63: Rückstellmoment des gezogenen Rades bei einer Änderung der Verstellrichtung des Schräglaufwinkels, $F_z = 20$ kN und $v_{tx} = 2$ km/h. Modellparameter nach Tabelle 4.

6.5.2 Verifizierung des Rückstellmoments bei überlagertem Schlupf

Das dynamische Rückstellmoment unter kombinierten Schlupfbedingungen ist in Bild 64 dargestellt. Es handelt sich hierbei um das gleiche Manöver wie in Bild 57. Das Rad wurde innerhalb von 5 s von -70% bei +60% Schlupf beschleunigt. Gleichzeitig wurde ein konstanter Schräglaufwinkel von 4° eingestellt. Obwohl das Rad unter einem konstanten Schräglaufwinkel bewegt wird, ist das Rückstellmoment am Manöverbeginn – also bei negativem Schlupf – relativ gering. Mit zunehmender Seitenkraft nimmt auch das Rückstellmoment zu und erreicht sein Maximum bei einem Schlupf von ungefähr Null. Eine steile Abnahme des Rückstellmoments folgt. Das Hohenheimer Reifenmodell kann den Anstieg des Rückstellmoments gut wiedergeben, während sich bei der Abnahme eine gewisse Phasenverschiebung einstellt. Der Anstieg des Rückstellmoments ist allerdings weniger steil als gemessen.



Bild 64: Dynamische Schlupfänderung innerhalb von 5 s bei einem konstanten Schräglaufwinkel α = 4° und konstanter Radlast F_z = 20 kN. Modellparameter nach Tabelle 4.

Der abnehmende Einfluss der Stollen kann an der Schwingungsamplitude des Rückstellmomentes beobachtet werden. Schwankt das Rückstellmoment bei der Rotationsgeschwindigkeit des Rades von 0,6 km/h noch stark, nimmt seine Amplitude mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit stark ab. Die hier erreichte maximale Rotationsgeschwindigkeit des Rades beträgt 6,7 km/h.

7 VALIDIERUNG DES FAHRZEUGMODELLS

7.1 Der eingesetzte Versuchsschlepper

Für Fahrdynamikuntersuchungen steht dem Institut für Agrartechnik ein mit drei Messfelgen ausgestatteter Versuchsschlepper zur Verfügung, Bild 65.



Bild 65: Versuchsschlepper FENDT Favorit 509 C.

Der Versuchsträger wurde am Lehrstuhl für Landmaschinen der TU München aufgebaut und bereits für einige Arbeiten verwendet. Dort sind auch die Messfelgen konstruiert wurden [107; 133]. Die maximale Fahrgeschwindigkeit des Versuchschleppers beträgt dank der hydropneumatisch gefederten Vorderachse 50 km/h. Dadurch ist er gut für Fahrdynamikversuche geeignet. Eine Übersicht über weitere Fahrzeugdaten ist in Tabelle 1 gegeben. Tabelle 1: allgemeine Daten Fendt 509 C

Nennleistung	70 kW bei 2250 min ⁻¹
hydraulische Leistung	24,6 kW bei 175 bar und 84,2 l/min
maximaler Druck	200 bar
Masse leeres Fahrzeug	4970 ka
(nach DIN 70020)	
tatsächliche Fahrzeugmasse	6140 kg
zulässige Gesamtmasse	7500 kg
max. Fahrgeschwindigkeit	50 km/h
Bereifung hinten	520/70 R 38
Bereifung vorne	480/70 R 24

Der Unterschied zwischen der Masse des leeren Fahrzeugs nach DIN und der tatsächlichen Masse ergibt sich zum einen aus der Masse der Anbaukonsole für den Frontlader und zum anderen aus dem Zusatzgewicht der Kraftmessfelgen. Diese dienen zur Messung der Kräfte an beiden Hinterrädern sowie am rechten Vorderrad, Bild 66. Die maximale Vertikal- und Längskraft betragen je 100 kN, die maximale Seitenkräfte 60 kN. Die Auflösung beträgt 100 N.



Bild 66: Hinterradmessfelge [133].

Die vier Speichen sind an biegeweichen Membranen, die bei Krafteinwirkung nachgeben, aufgehängt, so dass sich die quer dazu liegenden Speichen durchbiegen können. Sie sind mit Dehnmessstreifen beklebt, was eine Kraftermittlung anhand der Summe der Speichendurchbiegungen ermöglicht, Bild 67. Dabei teilt sich die gemessene Kraft je nach Rotationswinkel des Rades in die Längs- und Vertikalkraft auf. Daher muss die genaue Lage der Speichen berücksichtigt werden. Zu diesem Zweck sind alle Messräder mit einem Winkelsensor ausgerüstet, so dass die relative Verdrehung des Rades zum Fahrzeug erfasst wird.





Speichenpaar 1 zur Messung der Kräfte in z-Richtung

Bild 67: Funktionsprinzip der Messfelge am Beispiel der reinen Vertikalkraft [107].

Für die Seitenkräfte wird die Gesamtdurchbiegung aller Speichen gleichermaßen berücksichtigt. Sie ist drehwinkelunabhängig. Die Datenübertragung zwischen den Felgen und dem Datenerfassungsrechner erfolgt telemetrisch. Die Messfelge am Vorderrad arbeitet nach dem gleichen Prinzip.

Die Fahrgeschwindigkeit wurde mit einem zweidimensionalen optischen Geschwindigkeitssensor mit einer Auflösung von 1,9 mm gemessen. Zur Messung der Drehraten um die Fahrzeugachsen wurde ein dreidimensionaler Sensor, der zusätzlich auch einen dreidimensionalen Beschleunigungssensor beinhaltet, eingesetzt, Bild 68. Die Positionierung der Sensoren erfolgte am Unterboden des Versuchsfahrzeugs. Der 3D-Drehraten- und Beschlueingungssensor wurde möglichst nahe am Fahrzeugschwerpunkt angebracht, Bild 69. Um den Wankwinkel zu bestimmen, wurden zusätzlich die Entfernungen zum Boden an zwei Punkten der Hinterachse mit Lasersensoren gemessen. Aus dem Abstand der beiden Sensoren zueinander und der senkrechten Relativbewegung zum Boden kann der Wankwinkel berechnet werden.



Bild 68: Sensorbefestigung am Unterboden.



Bild 69: Draufsicht des Versuchsschleppers mit den Positionen der Sensoren und des Schwerpunkts.

Die gemessenen Drehraten sind absolute Größen, dargestellt im fahrzeugfesten Koordinatensystem. Da es sich bei dem verwendeten Drehratensensor jedoch nicht um eine kreiselstabilisierte Version handelt, treten auf Grund der Rotation des Fahrzeugs Überlagerungen in den Winkelgeschwindigkeiten auf. Daher können die gemessenen Drehraten nicht für eine Winkelberechnung genutzt werden. Da sich die Beschleunigungssensoren ebenso im fahrzeugfesten Koordinatensystem befinden, werden die gemessenen Beschleunigungen durch die Erdbeschleunigung überlagert. Ist der Wankwinkel des Fahrzeugs bekannt, kann dieser Effekt korrigiert werden [134]. Dies wird für die Querbeschleunigung nach folgender Gleichung durchgeführt:

$$a_{ykorr} = \frac{a_{ymess}}{\cos\varphi} - g \cdot \tan\varphi \tag{64}$$

Dabei: a_{ykorr} – korrigierte Querbeschleunigung, a_{ymess} – gemessene Querbeschleunigung, g – Erdbeschleunigung und φ – Wankwinkel.

Die auftretenden Abweichungen spielen jedoch für die Modellvalidierung keine große Rolle, da sie bei entsprechender Definition der Koordinatensysteme im Modell berücksichtigt und somit reproduziert werden können.

7.2 Mehrkörpermodell des Versuchsschleppers

Als Basis für die Fahrdynamikanalyse mittels einer MKS-Software dient ein von Böhler an der TU München erstelltes Ackerschleppermodell [6; 7]. Böhler setzte das Modell hauptsächlich bei Untersuchungen von auftretenden Vertikalkräften am Fahrzeug ein und erzeugte damit entsprechende Lastkollektive. Das von ihm erstellte Ackerschleppermodell ist umfangreich und beinhaltet neben den Massen und Massenträgheitsmomenten der einzelnen Elemente auch einige wichtige Steifigkeiten und Dämpfungskoeffizienten. Er modellierte die Vorderachsfederung einschließlich der Antriebswellen und der Lenkungskinematik. Das Modell der Vorderachse mit Reifen besteht aus 15 Körpern, 13 Kraftelementen und sieben Freiheitsgraden. Der Pendelwinkel zwischen Achse und Rumpf ist durch die als Kraftelemente modellierte Gummianschläge bei ±12° begrenzt. Die Reibung im Pendelgelenk wurde als Torsionsdämpfer mit einem Dämpfungskoeffizienten von 200 Nms/rad abgebildet. Das Modell der Kabine hat sechs Freiheitsgrade zum Rumpf, an den es über vier dreiachsige Kraftelemente gekoppelt ist. Die Kraftelemente beinhalten jeweils ein Voigt-Kelvin-Element mit nichtlinearer Federkennlinie, in der auch die Anschläge berücksichtigt sind. Der Rumpf hat sechs Freiheitsgrade zum Inertialsystem. Darüber hinaus erstellte Böhler auch ein Modell des Antriebsstranges.

Die Massenträgheitsmomente des Rumpfes um x- und y-Achse wurden durch einen Pendelversuch ermittelt. Das Massenträgheitsmoment um die z-Achse hat Böhler geschätzt. Er verwendete das Reifenmodell "Pacejka Similarity" und erweiterte es um die Reifenunrundheit. Zusätzlich fügte er die Möglichkeit einer Hindernisüberfahrt hinzu. Seine Berechnungen führte Böhler hauptsächlich bei Geradeausfahrt durch, wodurch die Anforderungen an das Reifenmodell bezüglich der Seitenkräfte gering waren. Die bei Hindernisüberfahrt auftretenden Kursabweichungen konnte er mit einem einfachen Lenkregler als Fahrermodell ausgleichen. Dabei erfolgte die Sollwertberechnung aus der Rotation und der lateralen Abweichung des Ackerschlepperschwerpunkts von der Sollstrecke. Zur Regeldifferenzbildung zog Böhler schließlich die Auslenkung des Lenkzylinders heran und erzeugte anschließend die zum Lenken benötigte Kraft.



Bild 70: Modell des Versuchsschleppers nach Böhler [7].

Die von Böhler übernommenen Modellparameter sind in Tabelle 8 bis Tabelle 10 dargestellt.

7.2.1 Modifiziertes Mehrkörpermodell des Versuchsschleppers

Da das von Böhler eingesetzte Reifenmodell ein stationäres Modell ist, wurde für die Fahrdynamikuntersuchungen das Hohenheimer Reifenmodell an das Fahrzeugmodell mittels Co-Simulation angekoppelt, Bild 71. Dabei wurden die Parameter aus Tabelle 4 und Tabelle 5, siehe Anhang, eingesetzt. Wie bereits erwähnt, spielt die Unrundheit der Räder eine sehr große Rolle, da sie den Ackerschlepper zum Schwingen anregt. Die Amplitude der Unrundheiten der Räder wurde mit 1 mm an der Hinterachse und 0,8 mm an der Vorderachse angenommen.



Bild 71: Kopplung des Reifenmodells an das Fahrzeugmodell.

Dabei werden die benötigten Positions- bzw. Geschwindigkeitsvektoren des Rades an das Reifenmodell übergeben, während das Fahrzeugmodell die Kräfte und Momente am Rad vom Reifenmodell erhält. Die Bewegungsgleichungen werden also nach wie vor in SIMPACK gelöst, während das Reifenmodell in MATLAB/Simulink rechnet. Beide Programme greifen auf den eigenen Integrator zurück und kommunizieren über eine gemeinsame Schnittstelle. Der Datenaustausch findet nach jedem Rechenschritt statt. Daher muss ein Solver mit fester Schrittweite gewählt werden. Für die Fahrdynamiksimulation wurde eine Rechenschrittweite von 0,002 s gewählt. Eines der Programme, in diesem Fall MATLAB/Simulink, agiert dabei als so genannter Master und gibt dem anderen, dem so genannten Slave – hier SIMPACK –, die Rechenschrittweite und die Laufzeit vor. Da sowohl die Modellierung als auch das Lösen der Gleichungen in verschiedenen Programmen stattfindet, kann dieser Ansatz nach [135] auch als "verteilte Simulation mit verteilter Modellierung" bezeichnet werden. Die Co-Simulation ist von Vorteil, weil über sie die Fähigkeiten beider Programme optimal zu nutzen sind. MATLAB/Simulink bietet alle Möglichkeiten einer Programmiersprache, erleichtert die Erstellung von Regelkreisen und vereinfacht das Laden und die Visualisierung gemessener Daten. SIMPACK übernimmt das Aufstellen und Lösen der Bewegungsgleichungen, sowie die anschließende Animation der durchgeführten Simulationen, Bild 72.

Um bei der Validierung des Schleppermodells den Einfluss des Fahrers möglichst weitgehend auszuschließen, wurden der gemessene Lenkwinkel des rechten Vorderrades sowie die Fahrgeschwindigkeit direkt aus der Messung übernommen. Die Messreihen wurden mit einer dritten Software, in diesem Fall Diadem, aufgezeichnet und im ascii-Format abgespeichert. Eine MATLAB-Routine liest diese Daten ein und stellt sie dem Fahrzeugmodell zur Verfügung. Anschließend werden die Simulationsergebnisse im Arbeitsspeicher von MATLAB abgelegt, so dass sie automatisiert mit den Messergebnissen verglichen werden können. Während der gemessene Lenkwinkel dem rechten Vorderrad im Fahrzeugmodell als Zwangsbedingung vorgegeben wird, dient die gemessene Geschwindigkeit als Sollgröße für einen Geschwindigkeitsregler.



Bild 72: Schematische Darstellung der Co-Simulation mit der Schnittstelle Simat.

Da das Antriebsstrangmodell von Böhler für das Fahren geradeaus konzipiert war, wurde es durch einen einfachen Regler ersetzt, Bild 73. Dieser hat die Aufgabe die vorgegebene gemessene Geschwindigkeit durch Erzeugen eines entsprechenden Antriebsmoments möglichst genau einzuhalten. Der Regler wurde in MATLAB/Simulink erstellt.



Bild 73: Verwendeter Geschwindigkeitsregler.

Dem MKS-Modell des Ackerschleppers fehlten ursprünglich die Messfelgen, weil der Versuchsschlepper erst nachträglich damit ausgerüstet wurde. Sie wurden in dieser Arbeit berücksichtigt, indem die Felgenmassen und Massenträgheitsmomente angepasst wurden. Dabei wurden die Massen durch Wiegen bestimmt und die Massenträgheitsmomente geschätzt. Die Massen der Reifen wurden ebenfalls durch Wiegen ermittelt und die Massenträgheitsmomente nach Böhler eingesetzt, Tabelle 11.

7.3 Fahrversuche – Vergleich zwischen Messung und Simulation

Zur Validierung des Fahrzeugmodells wurden verschiedene Versuche durchgeführt. Für Ackerschlepper existieren keine speziell entwickelten Normen bezüglich des Fahrverhaltens. Deswegen wurde auf Pkw-Normen zurückgegriffen. Es wurden Versuche im geschlossenen Regelkreis zwischen Fahrzeug, Fahrer und der Umwelt durchgeführt. Die Ergebnisse aus solchen Versuchen sind allerdings wegen des großen Fahrereinflusses schwierig zu bewerten. In dieser Arbeit wird jedoch der gemessene Lenkwinkel des rechten Vorderrades als Vorgabe für das Fahrzeugmodell verwendet, wodurch das Lenkverhalten des Fahrers direkt übernommen und daher der Fahrereinfluss eliminiert wird [67].

Es ist zu betonen, dass die nachfolgenden Versuche lediglich der Modellvalidierung dienen und nicht zur Beurteilung des Fahrverhaltens herangezogen werden. Daher sind Abweichungen von der jeweiligen Norm, die sich auf Grund der fahrzeug- oder streckenbedingten Einschränkungen ergeben, tolerierbar. Das im Folgenden verwendete fahrzeugfeste Koordinatensystem ist zusammen mit einem radnabenfesten Koordinatensystem des Reifenmodells in Bild 74 abgebildet. Der Ursprung des Koordinatensystems x,y,z liegt in der Mitte der Schlepperhinterachse, der des Koordinatensystems x_R,y_R,z_R auf der Rotationsachse des Rades in der Radmittenebene.



Bild 74: Verwendete Koordinatensysteme.

Um einer eventuellen temperaturbedingten Drift der Sensoren zu begegnen, wurden im Vorfeld der Versuche Messungen am stehenden Fahrzeug durchgeführt. Bei den Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren wurde die Verschiebung zum Nullpunkt durch einen Stillstandsversuch ermittelt. Die Verschiebung zum Nullpunkt wurde aus dem Mittelwert von sechs Stillstandsversuchen mit ausgeschaltetem Motor und aus drei mit laufendem Motor gewonnen. Die Messfelgen wurden vor jeder Messreihe neu eingestellt. Dabei wurde das Fahrzeug angehoben, so dass die Radlast gleich Null war. Das jeweilige Rad wurde so gedreht, das die Speichenpaare horizontal bzw. vertikal standen. Das Signal des vertikal stehenden Speichenpaares muss dabei null ergeben. Ist dies nicht der Fall, muss es entsprechend nachjustiert werden. Für die Seitenkräfte wurden alle Speichen zusammengefasst und mussten bei angehobenem Fahrzeug ebenfalls null ergeben. Die Versuche wurden in zwei Teilabschnitten einer größeren Teststrecke durchgeführt, Bild 75.



Bild 75: Teststrecke mit den jeweiligen Abschnitten.

Streckenabschnitt 1 wurde für den doppelten Spurwechsel und die Slalomversuche genutzt. Die stationäre Kurvenfahrt wurde im Abschnitt 2 durchgeführt. Der Kurvenradius betrug ca. 20 m. Die Streckensteigung wurde vereinfacht berücksichtigt, indem der Gravitationsvektor angepasst wurde. Die Steigung wurde also als konstant während des Simulationslaufs angenommen. Der Steigungswinkel im Abschnitt 1 beträgt ca. 0,5° um die y-Achse und wurde entsprechend berücksichtigt. Bei einem Steigungswinkel der Teststrecke im Bereich 2 von 1,5° um die y-Achse für die stationäre Kurvenfahrt ergibt sich der Gravitationsvektor wie folgt: g = (-0,257;0;-9,807). Alle Versuche wurden bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar durchgeführt. Die Abtastrate der D/A-Wandlerkarte betrug bei allen Versuchen 200 Hz.

7.3.1 Stationäre Kurvenfahrt

Die stationäre Kreisfahrt ist ein häufig durchgeführtes Manöver im geschlossenen Regelkreis. Hierbei werden Lenkradwinkel und die Querbeschleunigung erfasst und das Eigenlenkverhalten mit Hilfe des Eigenlenkgradienten des Fahrzeugs beschrieben.

Mangels geeigneter Teststrecke konnten die Versuche zur stationären Kreisfahrt nach DIN/ISO 4138 [136] nicht durchgeführt werden. Es wurden jedoch nicht der Norm entsprechende Versuche bei stationärer Kurvenfahrt und verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Versuche fanden im Streckenabschnitt 2 statt, der einen Kurvenradius von ca. 20 m aufweist. Die Fahrtrichtung wurde so gewählt, dass eine Linkskurve gefahren wurde.

Auf Grund der hydraulischen Lenkung besteht bei einem Ackerschlepper kein fester Zusammenhang zwischen dem Lenkradwinkel und dem tatsächlichen Lenkwinkel der Vorderräder. Da daher aus dem Lenkradwinkel der Radlenkwinkel nicht ermittelt werden kann, wurde der Lenkwinkel des rechten Vorderrades gemessen und als Vorgabe für das Simulationsmodell herangezogen. Da der Straßenbelag der Teststrecke neu asphaltiert war, und die Reifen-Boden-Kennlinien auf einem etwas anderen Belag gemessen wurden, mussten die Kennlinien leicht modifiziert werden, Bild 76. Für diesen Zweck eignet sich die stationäre Kurvenfahrt am besten, da die hier auftretenden dynamischen Effekte gering sind.





Wie aus Bild 77 ersichtlich, ist das Fahrzeugmodell in der Lage die stationäre Kurvenfahrt bei 50 km/h gut abzubilden. Die Ungenauigkeiten, insbesondere bei der Quergeschwindigkeit, ergeben sich hauptsächlich aus den oben genannten Unterschieden im Straßenbelag. Bereits geringe Abweichungen in den Reifen-Boden-Kennlinien können dazu führen, dass die Kräfte am Rad leichte Unterschiede aufweisen. Daraus resultieren entsprechende Abweichungen in der Gierrate und der lateralen Geschwindigkeit. Diese sind allerdings gering. Größere Abweichungen können beim dynamischen Verhalten der Querbeschleunigung, insbesondere beim Zurücklenken, beobachtet werden.





Die mit zunehmendem Lenkwinkel δ_{VR} ansteigenden Seitenkräfte führen zu einer Abnahme der Fahrgeschwindigkeit v_x . Obwohl die Unrundheit der Reifen vereinfacht durch eine überlagerte Sinusfunktion dargestellt ist, können die durch die Reifenunrundheit hervorgerufenen Schwingungen prinzipiell wiedergegeben werden. Diese unrundheitsbedingten Schwingungen treten hauptsächlich in der Vertikalkraft auf, Bild 78. Sie wirken sich jedoch stark auf das gesamte Fahrverhalten des Ackerschleppers aus, was an den Schwingungen der Gierrate und der Querbeschleunigung im Zeitbereich zwischen 10 s und 14 s zu beobachten ist, Bild 77. Die in Bild 78 dargestellte gemessene Felgenkraft unterscheidet sich von der berechneten Reifenkraft durch das Gewicht der Messfelge. Auf Grund des Felgenaufbaus werden ein Teil des Felgengewichts und das Reifengewicht nicht erfasst, da die Kraft in der Felge gemessen wird. Dagegen stellt die berechnete vertikale Reifenkraft die Kraft in der Reifenaufstandsfläche dar.



Bild 78: Gemessene vertikale Felgenkraft und simulierte vertikale Reifenkraft bei der stationären Kurvenfahrt bei einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 50 km/h und Reifeninnendruck von 1,2 bar.

7.3.2 Regellose Lenkmanöver

Um die Genauigkeit des Modells für beliebige Fahrmanöver zu untersuchen, wurden bei Geradeausfahrt regellose Lenkwinkel δ_{VR} aufgebracht. Da der Fahrer nicht auf die Umwelt reagiert, handelt es sich hier um eine Methode im offenen Regelkreis. In Bild 79 ist ein solches Manöver bei einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 50 km/h dargestellt. Es handelt sich dabei um quasistationäre Vorgänge bei einer Lenkfrequenz von etwa 0,1 Hz und einer zunehmenden Lenkwinkel-amplitude.



Bild 79: Einige fahrdynamisch relevante Größen bei einer regellosen Lenkabfolge bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

Statt der gemessenen Wankrate ist in Bild 79 der durch Messung mittels Lasersensoren gewonnene Wankwinkel dargestellt. Auch dieser Wert wird im Modell sehr genau abgebildet.

Das hier gezeigte Manöver entspricht nicht der Norm DIN ISO 7401 [137], die eine ansteigende Lenkfrequenz bis 4 Hz verlangt. Für die Modellvalidierung war es jedoch bedeutsamer, die Eigenschaften bei niedrigfrequenten bzw. bei quasi-stationären Anregungen zu überprüfen.

Die am Rumpfschwerpunkt angreifende Zentrifugalkraft verursacht ein Wankmoment, das bei einem Ackerschlepper mit einer Pendelachse lediglich an der Hinterachse abgestützt wird. Dies führt zu großen Schwankungen der Vertikalkraft an den Hinterrädern, Bild 80. Die pendelnde Vorderachse stützt lediglich das an ihrem Schwerpunkt angreifende Wankmoment ab, was sich in einer geringeren Amplitude der Vertikalkraft zeigt, Bild 80. Die große Schwingungsamplitude der Vertikalkraft führt zu einem asymmetrischen Verlauf der Seitenkraft F_{yHR} , Bild 79, da diese von der Vertikalkraft F_{zHR} abhängig ist.



Bild 80: Gemessene vertikale Felgenkraft und simulierte vertikale Reifenkraft bei der regellosen Lenkabfolge bei einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

Insgesamt bestätigen Bild 77 bis Bild 80 die Fähigkeit des Ackerschleppermodells, stationäre Manöver gut wiederzugeben.

7.3.3 Doppelter Spurwechsel

Ein häufig angewandtes Manöver für die Analyse der Fahrzeugquerdynamik ist der doppelte Spurwechsel nach ISO/TR 3888-1. Es handelt sich hierbei um einen Test im geschlossenen Regelkreis, der auf Grund des starken Fahrereinflusses nicht genormt ist [134]. Er eignet sich daher nicht als Vergleichstest und wird hier lediglich zur Validierung des Modells herangezogen. Der Fahrereinfluss ist für die Modellvalidierung durch die direkte Eingabe des gemessenen Lenkwinkels des rechten Vorderrades weitgehend minimiert.

Obwohl es keine standardisierten Kennwerte gibt, und der Versuch lediglich in einem Testreport beschrieben ist, hat sich der doppelte Spurwechsel bzw. der Spurwechsel etabliert. Daher wurde die Versuchsstrecke genormt. Die Pylonenabstände sind von der Fahrzeugbreite abhängig, Bild 81. Dieser Versuch kann mit einem Pkw mit einer Geschwindigkeit von über 100 km/h durchgeführt werden – die Fahrgeschwindigkeit bei dem Versuchsschlepper ist auf 50 km/h begrenzt. Nach dem subjektiven Eindruck des Fahrers war der Versuchsschlepper jedoch bereits bei dieser Geschwindigkeit schwer beherrschbar, so dass der Versuch ohne besondere Kippschutzmaßnahmen bei höheren Geschwindigkeiten hätte nicht durchgeführt werden können.



Bild 81: Parcoursgeometrie bei einem doppelten Spurwechsel [65].



In Bild 82 sind einige der fahrdynamischen Größen dargestellt. Es ergibt sich eine hohe Genauigkeit des Modells bei diesem dynamischen Manöver.

Bild 82: Einige fahrdynamisch wichtige Größen bei einem doppelten Spurwechsel nach ISO/TR 3888-1 und einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h sowie einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

Gewisse Abweichungen kann man bei der Wankrate beobachten. Diese ist stark von den Reifenunrundheiten abhängig. Obwohl das Hohenheimer Reifenmodell gemessene Unrundheiten als Modellparameter verwenden kann, wurden – um den messtechnischen Aufwand zu reduzieren – im Fahrzeugmodell sinusförmige Unrundheiten der Hinter- bzw. Vorderräder mit einer Amplitude von einem bzw. 0,8 Millimeter angenommen.

Neben der Amplitude der Unrundheit spielt auch die Stellung der Hinterräder zueinander eine bedeutende Rolle, insbesondere bei der Wankgeschwindigkeit. Da die Unrundheit der Räder nicht gemessen wurde, kann auch keine Zuordnung zum Drehwinkel des Rades erfolgen. Die Auswirkungen der Relativwinkel der Hinterräder zueinander sind in Bild 83 dargestellt. Die Unrundheit des Reifens wirkt sich besonders stark auf das Wank- und Nickverhalten des Fahrzeugs aus, wenn die Phasenverschiebung der Unrundheiten der Hinterräder 180 Grad beträgt. Ist der Relativwinkel null, nickt der Ackerschlepper stärker. Durch die Vorderachsfederung ist die Auswirkung der Unrundheiten der Vorderräder entsprechend gering.



Bild 83: Simulierte Wank- und Nickrate des Fahrzeugmodells bei verschiedenen Phasenverschiebungen zwischen den Amplituden der Unrundheiten der Hinterräder beim doppelten Spurwechsel bei 50 km/h und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

7.3.4 Slalomfahrt

Als Versuchsreihe wurde die Slalomfahrt bei verschiedenen Geschwindigkeiten und einem Pylonenabstand von 18 m durchgeführt. Dabei wurden sieben Pylonen aufgestellt. In Bild 84 und Bild 85 sind einige der fahrdynamisch wichtigen Größen dargestellt.



Bild 84: Einige fahrdynamische Größen bei einem Slalommanöver bei 40 km/h und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.



Bild 85: Seitenkräfte am Hinter- und Vorderrad bei einem Slalommanöver bei 40 km/h und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

Die maximale Fahrgeschwindigkeit unter diesen Versuchsbedingungen betrug etwa 45 km/h. Generell ergibt sich auch eine gute Übereinstimmung bei den meisten erfassten Werten. Bei der Quergeschwindigkeit sind die simulierten Werte bei diesem Versuch etwas zu groß und phasenverschoben zu den Messwerten.

Um auch Messungen bei der Höchstgeschwindigkeit durchführen zu können, wurden weitere Versuche mit einem Pylonenabstand von 20 m durchgeführt, Bild 86 und Bild 87.



Bild 86: Längs- und Quergeschwindigkeit bei einem Slalommanöver bei 50 km/h und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.



Bild 87: Einige fahrdynamische Größen bei einem Slalommanöver bei 50 km/h und einem Reifeninnendruck von 1,2 bar.

8 FAHRDYNAMIKANALYSE ANHAND DES SIMULATIONSMODELLS

Nachdem in Kapitel 7 das Modell des Ackerschleppers präsentiert und seine Fähigkeit das Fahrverhalten sowohl stationär als auch dynamisch wiederzugeben gezeigt wurde, kann es anschließend für weitere Untersuchungen der Fahrdynamik und des Fahrverhaltens eingesetzt werden. Da das Fahrverhalten eines Fahrzeugs in Manövern im geschlossenen Regelkreis auf Grund des starken Fahrereinflusses nur bedingt objektiv bewertet werden kann, wurden im Folgenden Manöver im offenen Regelkreis nach DIN ISO 7401 angewendet [137]. Diese Art von Manövern eignet sich für eine objektive Beurteilung des querdynamischen Übertragungsverhaltens von Fahrzeugen, da der Fahrereinfluss keine Rolle spielt. Es werden verschiedene Fahrzeugkonfigurationen mit Methoden des offenen Regelkreises untersucht.

8.1 Analyse der Fahrzeuggeometrie

Die Vorderachse moderner Schlepper ist in der Regel als Pendelachse ausgeführt. Dies ist insbesondere bei Feldarbeiten bedeutsam, erweist sich bei Fahrten am Hang allerdings als problematisch, da der Ackerschlepperrumpf ungehindert um den Pendelpunkt P rotieren kann, Bild 88 [138]. Tritt die Gewichtskraft des Rumpfes in die Ebene APH hinein, setzt Kippen des Rumpfes ein. Ist der mechanische Anschlag der Vorderachse erreicht, kippt der Ackerschlepper über die Verbindungslinie AB der Räder. Ähnlich wie bei Fahrten am Hang ergibt sich bei Kurvenfahrt eine laterale Kraftkomponente, die am Fahrzeugschwerpunkt angreift. Diese Fliehkraft, die durch den Fahrzeugschwerpunkt verläuft, erzeugt ein Moment um die Rotationsachse durch den Punkt P, wodurch ein Wankwinkel auftritt. Das Wankmoment ergibt sich durch die Fliehkraft und den dazugehörigen Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Wankachse sowie aus der Verlagerung des Schwerpunkts durch den auftretenden Wankwinkel.



Bild 88: Kippverhalten eines Standardschleppers am Hang (geändert nach [139]).

Bei schnellen Ausweichmanövern oder schnell durchfahrenen Kurven kann der auftretende Wankwinkel je nach Ballastierung des Fahrzeugs relativ groß werden. Dabei kann das kurveninnere Rad den Bodenkontakt verlieren. Darüber hinaus nimmt der Seitenkraftbeiwert der Reifen mit zunehmender Radlast ab, was bei großen Wankwinkeln zu einer Verringerung der Gesamtseitenkraft an der Hinterachse führt. Daher ist aus Gründen der Fahrsicherheit aber auch des Fahrkomforts ein möglichst geringer Wankwinkel anzustreben.

Aus Bild 88 ergeben sich folgende einfache geometrische Maßnahmen zur Reduktion des Wankmoments und damit des Wankwinkels:

- Absenken des Schwerpunkts
- Verschiebung des Schwerpunkts in Richtung Vorderachse
- Erhöhung der Lage des Pendelpunkts P

Um diese Effekte auf das Wankverhalten des Ackerschleppers zu verdeutlichen, wurde die Schwerpunktlage des Rumpfes am Modell des Ackerschleppers variiert. Dabei wurde der Rumpfschwerpunkt im ersten Fall 0,3 m längs in Richtung Vorderachse verschoben, im zweiten Fall um 0,17 m abgesenkt und im dritten Fall sowohl längs verschoben als auch abgesenkt. Die Schwerpunktskoordinaten des Rumpfes sind für die untersuchten Fälle in Tabelle 2 angegeben.

		Schwerpunktslage relativ		
Untersuchter Fall	Abkürzung	zur Mitte der Hinterac		erachse
		х	У	Z
Ursprüngliche Schwerpunktslage	SP 0	1,1	0	0,17
Schwerpunkt längs verschoben	SP 1	1,4	0	0,17
Schwerpunkt abgesenkt	SP 2	1,1	0	0
Schwerpunkt abgesenkt und längs verschoben	SP 1u2	1,4	0	0

Tabelle 2: Abkürzungen der untersuchten Fälle mit den dazugehörigen Positionsangaben des Rumpfschwerpunkts.

Sowohl die Längsverschiebung des Schwerpunkts in Richtung Vorderachse als auch seine Absenkung führen zu einer Abnahme des auftretenden Wankwinkels. Zusammengenommen ergeben die beiden Maßnahmen eine deutliche Reduzierung des Wankwinkels bei einer geringen Abnahme der auftretenden Gierrate, Bild 89.



Bild 89: Lenkwinkelsprung bei 50 km/h bei verschiedenen Schwerpunktpositionen des Ackerschleppermodells.

Eine weitere Maßnahme zur Absenkung des Wankwinkels ist die Verschiebung des Pendelpunktes nach oben. Bei einem Ackerschlepper mit einer Pendelachse ist eine Rotation des Fahrzeugrumpfes relativ zur Vorderachse im Pendelpunkt möglich. Die auf den Rumpf wirkende Fliehkraft greift im Schwerpunkt an und übt bei einer Kurvenfahrt ein Moment um den Pendelpunkt aus. Daher verringert sich der Hebelarm des Fliehkraftmoments auf den Rumpf mit einer Erhöhung des Pendelpunktes. Dieser Effekt wurde ebenfalls bei einem Lenkwinkelsprung bei 50 km/h untersucht, Bild 90. Es wird das Ursprungsmodell mit einem Ackerschleppermodell, bei dem der Pendelpunkt der Vorderachse um 0,1 m angehoben wurde, verglichen. Tabelle 3 zeigt die Lage des Pendelpunktes der beiden Modelle relativ zum Mittelpunkt der Vorderachse.

Tabelle 3: Abkürzungen der untersuchten Fälle mit den dazugehörigen Positionsangaben des Pendelpunktes der Vorderachse.

		Lage des Pendelpunktes			
Untersuchter Fall	Abkürzung	relativ zur Mitte Vord		derachse	
		х	У	Z	
Ursprüngliche Pendelpunktlage	SP 0	0	0	0,075	
Pendelpunkt vertikal verschoben	PP 1	0	0	0,175	



Bild 90: Lenkwinkelsprung bei 50 km/h bei verschiedenen Pendelpunktpositionen des Ackerschleppermodells.

Aus Bild 90 wird ersichtlich, dass bereits eine Anhebung des Pendelpunktes von 0,1 m eine Reduzierung des Wankwinkels von ca. 0,5° bewirkt, ohne die Gierrate wesentlich zu beeinflussen.

Findet eine gleichzeitige Verschiebung des Schwer- und des Pendelpunktes, ist eine bedeutende Verbesserung des Wankverhaltens erreichbar, Bild 91.



Bild 91: Lenkwinkelsprung bei 50 km/h beim Ursprungsmodell und einem Modell mit verschobenem Schwerpunkt und Pendelpunkt, nach Tabelle 2 und Tabelle 3.

Alle diese Maßnahmen sind in der Praxis jedoch nur sehr eingeschränkt umsetzbar, da diverse andere Größen bzw. Anforderungen die Fahrzeuggeometrie beeinflussen. Zusätzlich variiert die Schwerpunktslage abhängig von der Ballastierung sehr stark, was eine Optimierung mittels Schwerpunktverschiebung schwierig macht.

Im Folgenden werden daher weitere Möglichkeiten diskutiert, den Wankwinkel zu reduzieren.

8.2 Analyse einer Wankstabilisierung an der Vorderachse

Eine Wankmomentabstützung ist bei der vorhandenen Vorderachse des Versuchsträgers konstruktionsbedingt nicht möglich. Eine Vorderachse mit Wankabstützung bietet Fendt für die Kompaktschlepperbaureihe 200 an, Bild 92.



Bild 92: Vorderachse der Baureihe 200 von Fendt [140].

Die größten von Fendt angebotenen Schlepper der Baureihe 900 verfügen über eine Einzelradaufhängung mit integrierter Wankabstützung, Bild 93.



Hydraulikzylinder

Bild 93: Einzelradaufhängung der Baureihe 900 von Fendt [141].

Die Pendelfunktion der Vorderachse wird bei beiden Achsen durch das aus dem einfedernden in den ausfedernden Zylinder fließende Hydrauliköl ermöglicht. Eine sich in dieser Verbindungsleitung befindliche fahrgeschwindigkeitsabhängig verstellbare Drossel wird bei der so genannten FSC (Fendt Stability Control) zur Veränderung des Leitungsquerschnitts eingesetzt. Durch ein vollständiges Schließen der Drossel kann das Öl aus dem einfedernden Zylinder nicht mehr abfließen, so dass ein dem Wankmoment entgegen gesetztes Stützmoment aufgebaut wird. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten ist die Drossel geöffnet, so dass eine Pendelung der Achse möglich ist.

8.2.1 Modellierung einer Wankabstützung an der Vorderachse des Versuchsträgers Fendt 509 C

Im Gegensatz zu den im Absatz 8.2 gezeigten Achskonzepten, kann die Vorderachse des Versuchsschleppers keine Wankmomente abstützen, Bild 94. Sie wurde von Böhler detailliert modelliert und im Rahmen des Gesamtmodells validiert. Dabei modellierte er die hydropneumatische Federung, indem er den Zylinder und die entsprechenden Speicherelemente nachbildete, wie aus dem Hydraulik-Schaltplan in Bild 95 hervorgeht.



Bild 94: Gefederte Vorderachse des Fendt 509 C [142].

Das Hydraulikkonzept der Vorderachsfederung des Fendt 509 C beinhaltet einen Hydraulikzylinder, der über die Sitzventile SV11 und SV12 mit Öl versorgt wird. Dieser hat einen Kolbendurchmesser von 45 mm und einen Zylinderstangendurchmesser von 36 mm. Zwei Hydrospeicher, ASP und ZSP, sorgen für den jeweils benötigten Volumenstrom und dienen als Puffer. Der Hydrospeicher ASP hat ein Volumen von 0,75 I bei einem Vordruck von 120 bar, während das Volumen von ZSP 1,4 I bei einem Vordruck von 55 bar beträgt. Der Kreislauf ist
mit einem Überdruckventil Ü1 abgesichert, das bei einem Druck von 250 bar öffnet.



Bild 95: Hydraulikschaltplan der Pendelachse des Fendt 509 C.

Die Federungsfunktion erfolgt durch die Stickstoffspeicher. Da keine zusätzlichen Drosselelemente vorhanden sind, ergibt sich die hydraulische Dämpfung lediglich aus dem Strömungswiderstand in den Leitungen. Eine weitere Dämpfungskomponente entsteht durch die mechanische Reibung im Pendelpunkt. Die Achse hat bei einer Auslenkung von 11° Gummianschläge auf beiden Seiten, deren Kennlinien zusammen mit Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten der Vorderachslagerung aus Messungen des Herstellers stammen. Darüber hinaus verfügt die Achse über eine Niveauregulierung [7]. Durch die Befestigung des Hydraulikzylinders an der Schwinge, wird die Pendelung der Vorderachse um den Pendelpunkt durch den Zylinder nicht beeinflusst. Der Hydraulikzylinder federt ausschließlich bei einer Bewegung der Schwinge ein, die bei einer Vertikalbewegung der Vorderachse auftritt.

Um das Fahrverhalten der Fahrzeuge mit einer Wankabstützung untersuchen zu können, wurde ein einfaches Modell einer entsprechenden Vorderachse erstellt. Als Basis diente das bereits vorhandene Vorderachsmodell des Fendt 509 C.

Dabei wurde der eingesetzte Hydraulikzylinder durch zwei Zylinder ersetzt, Bild 96. Dieser Aufbau ist dem der Vorderachse der Fendt Baureihe 200, Bild 92, ähnlich.



Bild 96: Angepasstes Vorderachsmodell mit Wankabstützung.

Der dazugehörige Hydraulikschaltplan basiert ebenfalls auf dem vorhandenen Konzept, Bild 97. Prinzipiell handelt es sich um zwei Kreisläufe des Fendt 509C, die miteinander über das Sitzventil VV verbunden sind. Der gemeinsame Hydrospeicher ZSP wurde auf ein Volumen von 2,5 I vergrößert. Je nach Fahrzustand – Acker oder Straße – ist das Sitzventil VV dauerhaft geschlossen oder geöffnet. Bei geöffnetem Ventil VV kann das Öl von einem Zylinder in den anderen strömen. Der Pendelung der Achse wirkt nur die sich aus dem Strömungswiderstand ergebende Dämpfung entgegen. Ist das Ventil VV geschlossen, kann das Öl aus dem einfedernden Zylinder nur noch in den jeweiligen Speicher fließen, wodurch sich eine entsprechende Gegenkraft aufbaut und das Wankmoment abgestützt werden kann. Um eine freie Pendelung der Achse, die sich eher negativ auf die Fahrstabilität auswirkt, zu verhindern, kann das Ventil VV ab einer Grenzgeschwindigkeit von ca. 20 km/h geschlossen werden.



Bild 97: Hydraulikschaltplan des Vorderachsmodells mit Wankabstützung.

Die Lageregelung der beiden Hydraulikzylinder kann gleichzeitig dazu genutzt werden, zusätzliches Moment auszuüben und das Fahrzeug in der Kurve aufzurichten. Dabei werden die Werte der Lagesensoren der beiden Hydraulikzylinder gemittelt und danach das Fahrzeug entsprechend in die Mittellage gebracht. Dadurch wird der Rotationswinkel zwischen der Vorderachse und des Rumpfs reduziert, was in einer Reduzierung des Wankwinkels resultiert. Das geänderte Vorderachsmodell wurde nicht validiert, da keine entsprechende Achse vorlag. Daher stellen die damit errechneten Ergebnisse lediglich Tendenzen dar.

Für die Berechnung wurden die Kennzahlen des in der Landtechnik üblichen Hydrauliköls vom Typ ISO VG 46 / HLP 46 angesetzt. Dabei ergibt sich bei einer angenommenen Betriebstemperatur von 40° eine kinematische Viskosität von ca. $v = 460 \text{ mm}^2/\text{s}$. Die Dichte beträgt 860 kg/m³. Das Öl wird als inkompressibel und masselos betrachtet. Die Reynolds'sche Zahl liegt bei 2300 [143]. Bei den vorhandenen Leitungen mit einem angenommenen Durchmesser von 10 mm ergibt sich eine Umschlaggeschwindigkeit zur turbulenten Strömung von 12 m/s. Bei Überschlagsrechnungen ergaben sich jedoch deutlich niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten, so dass vereinfachend mit laminarer Strömung gerechnet wurde. Die Bögen in den Leitungen konnten wie die Kolbenkräfte nach in der Literatur üblichen Gleichungen berechnet werden [143].

Der Druckverlust an den verwendeten Ventilen ist aus entsprechenden Kennlinien des Herstellers zu entnehmen, [144], und wurde hier durch eine entsprechende Gleichung approximiert.

Die Sitzventile SV sind im stromlosen Zustand geschlossen, wodurch die Federungsfunktion auch im Defektfall erhalten bleibt. Das Verbindungsventil VV ist im stromlosen Zustand geöffnet. Dadurch ist die Pendelfunktion der Vorderachse auch im Falle eines Defektes gegeben. Die Schaltzeiten der Ventile wurden als Totzeiten von t_{ein} = 50 ms beim Ein- und t_{aus} = 10 ms beim Ausschalten berücksichtigt [144].

Die Modellierung der Hydrospeicher wurde von Böhler übernommen [7]. Findet eine Einfederung der Vorderachse statt, wird Öl in die Speicherelemente befördert und die Gasvolumina ändern sich. Eine schnelle Einfederung wird als ein adiabater Vorgang betrachtet, wodurch sich folgende Gleichung für den sich einstellenden dynamischen Druck ergibt:

$$\rho_{dyn} = \rho_{stat} \cdot \left(\frac{V_{stat}}{V_{stat} \pm \int Qdt}\right)^{\kappa}$$
(65)

Wobei: p_{dyn} – dynamischer Druck, Q – ein- bzw. ausfließender Ölvolumenstrom, V_{stat} – stationäres, belastetes Stickstoffvolumen und κ – Isentropenkoeffizient κ =1,4.

Für eine sichere Funktion muss die Ansprechzeit der Lageregelung deutlich länger sein als die Dauer der einzelnen von den Unebenheiten kommenden Stöße. Daher werden die Werte der Lagesensoren der beiden Zylinder über 0,5 s gemittelt. Stellt sich nach dieser Zeit eine Abweichung ein, greift die Lageregelung ein und gleicht die Länge der beiden Zylinder aneinander an, wodurch der Wankwinkel aktiv reduziert wird. Die Achse hat einen Toleranzbereich von ± 5 mm um die Mittellage, in dem die Regelung nicht reagiert.

8.2.2 Fahrdynamikanalyse eines Ackerschleppers mit einer Wankabstützung an der Vorderachse

Um die Auswirkung dieses Achskonzepts zu untersuchen, wurde das Fahrzeugmodell mit der ursprünglichen Vorderachse mit einem Fahrzeugmodell mit Wankabstützung verglichen.

Zunächst wurde bei einer Fahrgeschwindigkeit von 50 km/h ein Lenkwinkelsprung aufgebracht, Bild 98. Entsprechend der Norm DIN ISO 7401, wurde das Antriebsmoment nicht erhöht, so dass die Fahrgeschwindigkeit auf Grund der Einwirkung von Seitenkräften abnimmt. Die Reifenunrundheiten und deren Phasenverschiebung sind in beiden Fällen identisch. In beiden Fällen verliert das kurveninnere Hinterrad den Bodenkontakt, was zu großen Schwankungen der Vertikalund Seitenkraft und folglich zu entsprechenden Schwankungen der Gierrate und Querbeschleunigung führt, Bild 98.

Auch wenn die wankstabilisierte Vorderachse nur wenig zur Dämpfung der entstehenden Schwingungen der Gierrate und der Querbeschleunigung beitragen kann, ist ihr Einfluss auf den Wankwinkel sehr groß. Während das Fahrzeug ohne eine Wankmomentabstützung einen Wankwinkel von bis zu etwa 5° erreicht, beträgt der maximale Wankwinkel des Fahrzeugs mit einer Wankmomentabstützung etwa 3,5°. Dabei verlieren die kurveninneren Hinterräder beider Fahrzeugausführungen den Bodenkontakt. Der Zeitraum in dem das Rad keinen Bodenkontakt hat, ist jedoch beim Fahrzeug mit Wankabstützung deutlich kürzer.



Bild 98: Vergleich eines Ackerschleppers mit und ohne wankstabilisierte Vorderachse bei einem Lenkwinkelsprung bei 50 km/h.

Bei einer Wankmomentabstützung wird das kurvenäußere Vorderrad stärker belastet. Da der Seitenkraftbeiwert mit zunehmender Radlast sinkt, wie aus Bild 24 ersichtlich, sinkt die Gesamtseitenkraft der Vorderräder und das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs wird in Richtung Untersteuern verändert. Durch die Wankabstützung wird die Achslastverteilung an der Hinterachse gleichmäßiger, wodurch eine höhere Seitenkraft übertragen werden kann. Dieser Effekt verstärkt das untersteuernde Verhalten. Dieses Verhalten kann auch bei Pkw beobachtet werden, wo Stabilisatoren und verschiedene Federsteifigkeiten der Aufhängung eingesetzt werden, um eine gleichmäßigere Verteilung der Achslast bei Kurvenfahrt zu erreichen [134; 145-147]. Mittlerweile finden in der Wankstabilisierung von Pkw auch aktive Systeme Einzug [148; 149]

Die Tendenz zum Untersteuern kann auch anhand des Simulationsmodells aufgezeigt werden, Bild 99. Nach Zomotor kann die Schräglaufwinkeldifferenz $\Delta \alpha = \alpha_{VA} - \alpha_{HA}$ zwischen Vorder- und Hinterachse eingesetzt werden [134]. Der Schräglaufwinkel an der jeweiligen Achse ergibt sich als Mittelwert aus den Schräglaufwinkeln der einzelnen Räder. Dabei gilt:

$$\alpha_{VA} - \alpha_{HA} = \begin{cases} = 0 & \text{neutrales Verhalten} \\ > 0 & \text{Untersteuern} \\ < 0 & \text{Übersteuern} \end{cases}$$
(66)

Um das Eigenlenkverhalten beschreiben zu können, wurden die Fahrzeugmodelle mit und ohne einer wankstabilisierten Vorderachse bei einer Kurvenfahrt mit gleich bleibender Fahrgeschwindigkeit verglichen, Bild 99. Dabei sind die vorgegebene Fahrgeschwindigkeit und der Lenkwinkel der untersuchten Ackerschleppermodelle identisch. Es kann eine leichte Verringerung der Fahrgeschwindigkeit beim Einlenken beobachtet werden. Diese entsteht auf Grund einwirkender Seitenkräfte an den Rädern. Die Fahrgeschwindigkeiten der beiden Fahrzeugmodelle unterscheiden sich um etwa 0,2 km/h, was als vernachlässigbar angesehen wird.



Bild 99: Fahrgeschwindigkeiten und die Schräglaufwinkeldifferenz beider Fahrzeugmodelle bei gleichem Lenkwinkel und Startgeschwindigkeit.

Die Schräglaufwinkeldifferenz ist in beiden Fällen positiv, was einem untersteuernden Fahrverhalten entspricht. Das Fahrzeugmodell mit einer wankstabilisierten Vorderachse weist jedoch eine höhere Schräglaufwinkeldifferenz und damit ein etwas stärker untersteuerndes Fahrverhalten auf.

Die Veränderung des Eigenlenkverhaltens ist eine weitere Verbesserung hinsichtlich der Fahrsicherheit, die mittels einer Wankstabilisierung erreicht werden kann. Untersteuernde Fahrzeuge gelten als berechenbarer und leichter beherrschbar, so dass ein eher untersteuerndes Verhalten anzustreben ist [150].

8.3 Wankausgleichsregelung mittels Heckkraftheber

Schätzungen zu Folge werden etwa 95% aller Geräte am Heck angekoppelt [139]. Diese häufig hohen Massen wirken sich ungünstig auf das Fahrverhalten aus, da sie den Schwerpunkt nach hinten verlagern und dadurch die Vorderräder entlasten. Ein Frontgewicht wird häufig dazu verwendet, die Vorderachslast zu erhöhen, um die Lenkbarkeit zu gewährleisten. Die dadurch ebenfalls ansteigende Fahrzeugmasse und die erhöhten Massenträgheitsmomente wirken sich negativ auf das Fahrverhalten aus. Die hohen Massen der am Heck angekoppelten Geräte können jedoch auch zur Schwingungstilgung eingesetzt werden, was mit der elektronischen Hubwerksregelung (EHR) möglich wurde, die heutzutage als Standardausrüstung bei Ackerschleppern angesehen werden kann [151; 152]. Dabei werden am Heckkraftheber auftretende Kräfte gemessen und das sich im Anbau befindliche Gerät abwärts entgegen der auftretenden Schwingung bewegt. Die EHR kann allerdings hauptsächlich Nickschwingungen dämpfen.

Ein ähnliches Prinzip kann auch für die Beeinflussung des Fahrverhaltens eingesetzt werden. Wie bereits in 8.1 ausgeführt, können bei schneller Kurvenfahrt auf Grund der fehlenden Wankabstützung an der Vorderachse bei den meisten Ackerschleppern hohe Wankwinkel auftreten. Neben einer modifizierten Vorderachse kann auch das im Heck angekoppelte Gerät dazu verwendet werden, den Wankwinkel zu reduzieren. Entsprechend der Fahrgeschwindigkeit, der Querbeschleunigung und dem Lenkverhalten des Fahrers werden die Längen der beiden Stabilisierungszylinder und damit die Position der Unterlenker so geregelt, dass bei einem Einlenken das im Heck angekoppelte Gerät zur Kurvenmitte hin verschoben wird, Bild 100. Dadurch wird ein entgegen dem Wankmoment gerichtetes Moment erzeugt und der Wankwinkel reduziert.



Bild 100: Wankstabilisierung mittels Heckkraftheber.

Da es sich dabei um zum Teil erhebliche Massen handelt, nimmt der Wankwinkel teilweise deutlich ab. Daraus folgt eine gleichmäßigere Achslastverteilung an der Hinterachse, die eine Veränderung des Eigenlenkverhaltens zum Untersteuern hin ergibt.

Um die Auswirkungen einer Wankstabilisierung auf das Fahrverhalten aufzuzeigen, wurde ein Modell des Heckkrafthebers erstellt und entsprechend durch eine aktive Positionsregelung des Anbaugerätes in der horizontalen Ebene erweitert.

8.3.1 Modell des Heckkrafthebers mit einer Wankausgleichsregelung

Um das Fahrverhalten der Ackerschlepper bei verschiedenen Ballastierungen und mit einer aktiven Wankausgleichsregelung untersuchen zu können, wurde ein einfaches Mehrkörpermodell eines Heckkrafthebers erstellt.

Das Modell beinhaltet hauptsächlich die Kinematik des Heckkrafthebers sowie die von Böhler gemessene Elastizität, Dämpfung und das Spiel des Oberlenkers [7]. Die Modellierung des Heckkrafthebers wurde weitgehend von Böhler übernommen, wobei auf die Elastizitäten und Dämpfungen der Unterlenker und der Hubstangen verzichtet wurde, Bild 101. Diese Vereinfachung ist jedoch hinnehmbar, da nach Böhler die Systemdämpfung von sehr vielen Faktoren abhängig und nur schwer zu ermitteln ist. Letztlich muss die Dämpfung an die Masse des Anbaugerätes angepasst werden, so dass sich ein Lehr'sches Dämpfungsmaß zwischen 0,2 und 0,4 ergibt.

Eine Lageregelung der Hubzylinder, Bild 101, wurde eingebunden, die elektronische Hubwerksregelung jedoch nicht, da hier der Fokus auf der Lateralbewegung des angekoppelten Gerätes liegt. Das Kompressionsmodul des Öls wurde nach Böhler mit $E_{\ddot{O}}=1,2\cdot10^9$ N/m² gesetzt, wobei dieser Wert auch die Elastizität der Leitungen sowie die ungelöste Luft im Öl berücksichtigt und daher leicht von dem Tabellenwert nach [143], der für luftfreies Öl 1,4·10⁹ N/m² beträgt, abweicht.



Bild 101: Schema des Heckkrafthebermodells mit der Wankausgleichsregelung (geändert nach [7]).

Um eine Wankausgleichsregelung mittels Heckkraftheber zu ermöglichen, müssen die vorhandenen starren Seitenstreben durch zwei Hydraulikzylinder ersetzt werden. Diese sind in Bild 101 als Stabilisierungszylinder bezeichnet, da eine solche Anordnung der Hydraulikzylinder bereits zur Stabilisierung des Heckkrafthebers eingesetzt wird [153]. Die Stabilisierungszylinder wurden als Plungerzylinder mit einem Durchmesser von 100 mm und einer Dämpfung von 250 kNs/m modelliert. Dabei wurde von einem herkömmlichen Load-Sensing-Kreislauf ausgegangen. Die Druckdifferenz an der Druckwaage für die Pumpenverstellung DWP wurde mit $\Delta p = 20$ bar angenommen. Da Load-Sensing-Systeme eine gewisse Trägheit aufweisen [154; 155], muss ein entsprechender Speicher eingesetzt werden, um die Dynamik des Systems zu gewährleisten, Bild 102. Dieser liefert den benötigten Volumenstrom bis die Pumpe auf das jeweils benötigte Hubvolumen ausschwenkt. Fällt der Druck im Speicher unter 170 bar, wird das LS-Ventil geöffnet. Dadurch steigt der Druck nach dem LS-Ventil auf einen etwas höheren Wert als den Speicherdruck und das Rückschlagventil öffnet sich. Da die Druckdifferenz am Rückschlagventil anfangs sehr gering ist, fließt nur ein geringer Volumenstrom, was eine geringe Druckdifferenz am LS Ventil zur Folge hat. Dadurch schwenkt die Pumpe aus und erhöht ihr Hubvolumen.



Bild 102: Hydraulikplan der Wankstabilisierung mittels Heckkraftheber.

Die eingesetzten Ventile wurden mittels Kennlinien modelliert, für das dynamische Verhalten der Pumpe und des Ventils wurde vereinfacht ein lineares Verhalten angenommen und entsprechende Übertragungsfunktionen eingesetzt. Um die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Wankausgleiches zu untersuchen, wurde das Hauptventil als ein Regelventil NG 10 von der Firma Bosch Rexroth ausgeführt [156]. Es handelt sich um Regelventile, die bereits bei der EHR eingesetzt werden.

Sie stellen einen Kompromiss zwischen den einfachen Proportionalventilen und den Servoventilen dar und werden aus Kostengründen anstelle von Servoventilen eingesetzt. Der Übergang zwischen den Regelventilen und Servoventilen ist jedoch fließend, da schnelle Regelventile durchaus die Qualität von Servoventilen erreichen können [157].

Laut Hersteller beträgt die Grenzfrequenz des Hauptventils 79 Hz bei einer Signalamplitude von ±5% des Maximalstroms, [156]. Da aber die auftretenden Volumenströme relativ groß sind, wird der ungünstigere Fall einer Signalamplitude von ±100% angenommen und die entsprechende Grenzfrequenz von 42 Hz für die Ermittlung der Übertragungsfunktion herangezogen. Aus der Grenzfrequenz von 42 Hz lässt sich die Zeitkonstante von $T \approx 0,004$ s berechnen. Da die Lehr'sche Dämpfung aus dem Bode-Diagramm des Ventils schwer abzulesen ist, wird sie auf D = 0,9 geschätzt, woraus sich die folgende Übertragungsfunktion ergibt:

$$F(p) = \frac{1}{T^2 \cdot p^2 + 2 \cdot D \cdot T \cdot p + 1} = \frac{1}{1,6 \cdot 10^{-5} \cdot p^2 + 7,2^{-3} \cdot p + 1}$$
(67)

Dabei: T – Zeitkonstante, D – Lehr'sches Dämpfungsmaß, p – Laplace-Transformierte.

Die Durchflusskennlinien wurden ebenfalls den Herstellerangaben entnommen.

Die Verstelldynamik der Schrägscheibenpumpe wurde mit einer Zeitkonstante T = 0,145 s und einer Lehr'schen Dämpfung von D = 0,9 geschätzt. Diese Werte beeinflussen hauptsächlich die Größe des verwendeten Speichers, denn je langsamer die Pumpe verstellt werden kann, desto größer muss das Speichervolumen gewählt werden. Der gewählte Speicher hat ein Vorfüllvolumen von 3 I und einen Vordruck von 100 bar.

Die Regelung der Auslenkung der Unterlenker erfolgt in Abhängigkeit von Lenkkolbenposition, Querbeschleunigung und Fahrgeschwindigkeit, Bild 103. Die Lenkkolbenposition – und damit der Lenkwinkel – wird mit der auftretenden Querbeschleunigung verrechnet. Abhängig von diesem Wert wird der Sollwert für die Kraftheberposition gebildet. Die Wankausgleichsregelung wird bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten in der Regel nicht benötigt und würde im Feldeinsatz

stören. Daher wird sie erst ab einer Grenzfahrgeschwindigkeit aktiviert, die hier mit 25 km/h angenommen wurde.



Bild 103: Entwurf der Wankausgleichsregelung mittels Heckkraftheber.

Die Regelung sollte so ausgelegt sein, dass das Gerät nicht entgegengesetzt zum Ackerschlepper schwingen kann, da dies das Fahrverhalten negativ beeinflusst und sogar gefährlich werden kann. Um unerwünschtes Verhalten der Wankausgleichsregelung bei höheren Lenkfrequenzen zu vermeiden, wird die Beschleunigung des Lenkkolbens herangezogen. Bei Beschleunigungen des Lenkkolbens oberhalb eines Grenzwertes werden der P- und I-Anteil des Reglers zu null. Dadurch werden die Unterlenker nicht mehr bewegt und das Anbaugerät behält seine Position bei. Auf diese Weise bewegt es sich bei höherfrequenten Anregungen nicht, da dafür in der Regel auch hohe Lenkkolbenbeschleunigungen erforderlich sind.

8.3.2 Fahrdynamikanalyse eines Ackerschleppers mit einer Wankausgleichsregelung am Heckkraftheber

Um die Auswirkungen der Wankstabilisierung mittels Heckkraftstabilisierung zu untersuchen, wurde das Ackerschleppermodell durch das in 8.3.1 gezeigte Modell des Heckkrafthebers erweitert. Dabei wurde ein Gerät mit einer Masse von m_G =1,5 t und einem Trägheitstensor um Hauptachsen $J_{x,y,z}$ = (360; 330; 360) kgm² angenommen. Die Schwerpunktskoordinaten relativ zu den unteren Anlenkpunkten sind in Bild 104 zu sehen. In y-Richtung befindet sich der Schwerpunkt in der Symmetrieebene des Schleppers. Das Fahrzeugmodell wurde zusätzlich mit einem Frontgewicht von 1 t ballastiert.

Das Fahrverhalten wurde für drei verschiedene Beispielmanöver bei 50 km/h untersucht, da die hohen Fahrgeschwindigkeiten als kritisch betrachtet werden. Bei den durchgeführten Manövern handelt es sich um den Lenkwinkelsprung, eine Sinusanregung sowie eine Lenkanregung mit zunehmender Frequenz.



Bild 104: Erweitertes Ackerschleppermodell mit der untersuchten Ersatzmasse.

8.3.2.1 Lenkwinkelsprung

Als ein typisches Fahrmanöver wird der Lenkwinkelsprung durchgeführt. Der Versuch bei 50 km/h ist in Bild 105 dargestellt. Die Fahrgeschwindigkeit nimmt ab bis auf 40 km/h und steigt anschließend wieder an.

Die Vertikalkraft F_{zHL} des kurveninneren Rades nimmt ohne einen Wankausgleich stärker ab und das Rad hebt sogar vollständig ab, während es mit der Wankausgleichsregelung den Bodenkontakt nicht verliert. Das Abheben des Hinterrades hat hohe Amplituden der Vertikalkraft beim Auftreffen auf den Boden zur Folge. Dies wirkt sich auch auf die Gierrate aus. Mit der Wankausgleichsregelung zeigt die Gierrate einen leicht stärkeren Anstieg, verursacht durch die dynamischen Abstützkräfte am Schlepper. Im weiteren Verlauf ist die Gierrate der wankstabilisierten Version deutlich ruhiger. Schließlich ist der Wankwinkel dargestellt, der bei der Version ohne einen Wankausgleich bis etwa 9° ansteigt, während er bei der wankstabilisierten Ausführung deutlich unter 7° bleibt. Der wankstabilisierte Ackerschlepper verliert den Bodenkontakt an der Hinterachse nicht, wodurch das Wankmoment deutlich ruhiger verläuft.



Bild 105: Lenkwinkelsprung bei 50 km/h.

8.3.2.2 Harmonische Anregung

Um zu überprüfen, wie sich das System bei einer harmonischen Anregung verhält, wurden Simulationsläufe bei verschiedenen Anregungsfrequenzen und

-amplituden durchgeführt. Beispielhaft wird eine Anregung mit einer Lenkwinkelamplitude von etwa 6° und einer Frequenz von 0,25 Hz dargestellt, Bild 106.

Auch bei diesem Manöver ergeben sich deutliche Vorteile der Wankstabilisierung. Das Fahrzeug giert insgesamt weniger bei etwas höherer Fahrgeschwindigkeit. Die Vertikalkräfte an den Hinterrädern – hier ist beispielhaft das linke Hinterrad dargestellt – schwanken weniger, was auf die gleichmäßigere Achslastverteilung an der Hinterachse zurückzuführen ist. Dadurch wird das Fahrzeug insgesamt besser beherrschbar. Auch der Wankwinkel wird zum Teil deutlich reduziert. Bei dem gezeigten Manöver weist das nicht stabilisierte Fahrzeug während des gesamten Manövers deutlich größere Wankwinkelamplituden auf.



Bild 106: Sinusanregung bei 50 km/h.

8.3.2.3 Zunehmende Lenkfrequenz

Das letzte hier vorgestellte Manöver ist eine Lenkanregung mit zunehmender Frequenz und einer Lenkwinkelamplitude von etwa 5°, Bild 107. Es soll die Fähigkeit der Wankausgleichsregelung überprüft werden, bei höherfrequenten Anregungen das Gerät anzuhalten. Es kann ein ähnliches Verhalten wie in Bild 106 beobachtet werden. Bei einer Anregungsfrequenz von ca. 1 Hz, also zum Zeitpunkt t = 12 s, werden die Stabilisierungszylinder und damit die Unterlenker angehalten und das angekoppelte Gerät behält seine Position weitgehend bei.



Bild 107: Ansteigende Lenkfrequenz bei 50 km/h.

Das Fahrzeug giert bei einem Lenkradwinkel von 0° leicht nach rechts, was zu einem erhöhten Druck im rechten Hydraulikzylinder führt, der das Gerät abstützen muss, um ihn in der Mittellage zu halten. Aus den in den Zylindern herrschenden Drücken und dem jeweiligen Volumenstrom lässt sich die hydraulische Leistung bestimmen, die für die Wankausgleichsregelung benötigt wird. Die Simulationsergebnisse deuten darauf hin, dass der Einsatz einer Wankstabilisierung mittels Heckkraftheber grundsätzlich eine Verbesserung der Fahrsicherheit bewirkt. Es wird eine bessere Achslastverteilung an der Hinterachse erreicht, was generell zu einer Veränderung des Eigenlenkverhaltens in Richtung Untersteuern führt.

In jedem Fall muss eine solche Wankstabilisierung an den jeweiligen Ackerschlepper angepasst werden. Die eingesetzten Plungerzylinder könnten durch Differentialzylinder ersetzt werden, um den Bauraumbedarf zu reduzieren. Ebenso spielen der Winkel zwischen den Stabilisierungszylindern und den Unterlenkern sowie der Hebelarm, mit dem die Zylinder am Unterlenker angreifen, eine bedeutende Rolle, denn je näher der Winkel an die 90° herankommt und je länger der Hebelarm, desto dynamischer kann der Kraftheber bewegt werden, bzw. desto geringer sind die benötigten Kräfte am Kraftheber. Die Längskräfte in den Unterlenkern werden durch größere Winkel ebenfalls reduziert. Schließlich müssen auch die Ventile an die jeweils benötigten Volumenströme angepasst werden.

Der Einsatz einer solchen Wankausgleichsregelung könnte sich auch bei Arbeiten am Hang als sinnvoll erweisen.

9 AUSBLICK

Um ein mögliches Auftreten kritischer Fahrzustände bei Ackerschleppern rechtzeitig vorherzusagen, werden Simulationsmodelle eingesetzt. Auf Grund seiner großen Bedeutung für das Fahrverhalten, muss dabei der Reifen möglichst genau modelliert werden. Heute sind verschiedene Reifenmodelle auf dem Markt verfügbar, die allerdings hauptsächlich auf Pkw-Reifen ausgerichtet sind. Da sie verschiedene Effekte der weichen, großvolumigen Reifen nicht berücksichtigen, ist ihre Anwendung bei landwirtschaftlichen Reifen nur eingeschränkt möglich.

Mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Hohenheimer Reifenmodell konnten die landwirtschaftlichen Reifen dreidimensional nachgebildet werden. Die hohe Komplexität der Reifen konnte jedoch nicht vollständig modelliert werden. So müssen für die Parametrisierung des Hohenheimer Reifenmodells verhältnismäßig viele Versuche durchgeführt werden, da das Modell die Abhängigkeit der Reifeneigenschaften vom Reifeninnendruck nicht beschreiben kann. Eine Erweiterung in diese Richtung könnte den Parametrisierungsaufwand deutlich reduzieren sowie eine erheblich höhere Flexibilität bei der Modellanwendung ermöglichen. Darüber hinaus werden Sturzeffekte vernachlässigt. Obwohl diese bei kleinen Sturzwinkeln nicht entscheidend sind, könnte der Gültigkeitsbereich des Hohenheimer Reifenmodells durch ihre Berücksichtigung erweitert werden.

Da die verwendeten Prüfstände eine begrenzte Radlast erlauben, konnten die Reifen nur bis zu diesen Radlasten untersucht und die Parameter ermittelt werden. Die Einzelradmesseinrichtung, die für die Messung der Reifen-Boden-Kennlinien dient, kann bis zu einer Radlast von ca. 20 kN eingesetzt werden. Bei den Ackerschlepper treten je nach Größe zum Teil deutlich höhere Radlasten auf. Daher sollte das Reifenmodell auch für hohe Radlasten verifiziert und parametrisiert werden, was allerdings Modifikationen der vorhandenen Prüfstände voraussetzt.

Die ermittelten Reifen-Boden-Kennlinien sind lediglich für die Kombination aus Straßenbelag und Reifeninnendruck gültig, für die sie gemessen wurden. Ein anderer Straßenbelag kann nur durch entsprechende Anpassungen der Kennlinien simuliert werden. Dies setzt Messungen der Kennlinien auf unterschiedlichen Straßenbelägen voraus. Die Prüfstandsgröße und die damit verbundene Mindestlänge und Mindestbreite einer geraden Teststrecke erschweren die Messungen mit der Einzelradmesseinrichtung. Eine kleinere, transportable Testvorrichtung und eine standardisierte Messmethode zur Ermittlung der Reifen-Boden-Kennlinien für verschiedene Straßenbeläge würden Untersuchungen des Einflusses verschiedener Oberflächen ermöglichen.

Ein Einsatz des Hohenheimer Reifenmodells für Hindernisüberfahrten und höherfrequente Schwingungen, indem der Reifengürtel in Form eines festen Ringes modelliert wird, stellt eine weitere mögliche Entwicklungsrichtung dar.

Das im Rahmen dieser Arbeit validierte Mehrkörpersimulationsmodell eines Ackerschleppers wurde für Untersuchungen des Wankverhaltens eingesetzt. Ebenso ist es denkbar mit Hilfe des Ackerschleppermodells moderne Fahrerassistenzsysteme, wie ABS oder ESP, zu untersuchen und auch anhand des Modells eine erste Auslegung durchzuführen. Dabei ist es bedeutsam, dass das Modell das durch die Reifen verursachte Schwingungsverhalten der Hinterachse gut reproduzieren kann.

Eine weitere Anwendungsmöglichkeit für das Hohenheimer Reifenmodell eröffnet sich bei selbstfahrenden Erntemaschinen, die mittlerweile Höchstgeschwindigkeiten von 40 km/h erreichen. Diese Fahrzeuge sind durch ihre Hecklenkung eher schwierig zu fahren und könnten mit Hilfe der Simulation optimiert werden.

Auch wenn die obigen Anwendungen auf einen festen Boden beschränkt sind, ist eine Erweiterung des Reifenmodells durch ein Modell für nachgiebige Böden denkbar. Dafür müsste, je nach Bodenmodell, eine geeignete Schnittstelle mit den jeweiligen Übergabegrößen definiert werden. Diese Erweiterung würde Simulationen, insbesondere im Hinblick auf Zugkräfte und Rollwiderstände im Feldeinsatz, ermöglichen.

10 ANHANG

Nachfolgend sind die Modellparameter des eingesetzten Reifensatzes zusammen mit einer Übersicht über die erfassten Größen am Versuchsschlepper aufgelistet.

Wert	Einheit	Quelle
38	"	Hersteller
0,8755	m	Hersteller
0,837	m	Hersteller
1	mm	geschätzt
0,025	-	Einzelradmesseinrichtung
Bild 76	Einzelradmesseinric	
Bild / O		stationäre Kurvenfahrt
Bild 76	_	Einzelradmesseinrichtung/
Bild / O		stationäre Kurvenfahrt
Bild 34	N/m	Flachbandprüfstand
Bild 34	-	Flachbandprüfstand
Bild 39	Ns/m	Flachbandprüfstand
0	-	Flachbandprüfstand
300000	N/m	Einzelradmesseinrichtung
0,95	-	Einzelradmesseinrichtung
2700	Ns/m	geschätzt
0	-	geschätzt
88250	N/m	Einzelradmesseinrichtung
0,96	-	Einzelradmesseinrichtung
2700	Ns/m	geschätzt
0	-	geschätzt
20	Nm/°	Einzelradmesseinrichtung
70	Nms/°	Einzelradmesseinrichtung
	Wert 38 0,8755 0,837 1 0,025 Bild 76 Bild 76 Bild 34 Bild 34 Bild 34 Bild 34 Bild 34 Bild 34 0 0 300000 0,95 2700 0 88250 0,96 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 2700 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	Wert Einheit 38 " 0,8755 m 0,837 m 0,837 m 0,837 m 0,837 m 0,025 - Bild 76 - Bild 76 - Bild 34 N/m Bild 34 - Bild 34 - Bild 34 - 300000 N/m 0,95 - 3000000 N/m 0,955 - 88250 N/m 0,96 - 2700 Ns/m 0,97 Nm/°

Tabelle 4: Modellparameter des Reifens 520/70 R 38 bei 1,2 bar Reifeninnendruck.

Tabelle 5:Modellparameter des Reifens 480/70 R 24 bei 1,2 bar Reifeninnendruck.

Parameter	Wert	Einheit	Quelle
Felgendurchmesser	24	"	Hersteller
konstruktiver Reifenradius	0,6575	m	Hersteller
Reifenabrollradius	0,632	m	Hersteller
Amplitude der Unrundheit	0,8	mm	geschätzt
Rollwiderstandsbeiwert ρ	0,02	-	Einzelradmesseinrichtung
$\mu - \sigma$ – Beziehung	Bild 76	_	Einzelradmesseinrichtung/
	Bild Fo		stationäre Kurvenfahrt
$\mu_{\mu} - \alpha - \text{Beziehung}$	Bild 76	-	Einzelradmesseinrichtung/
py a Dozionang	Bild Fo		stationäre Kurvenfahrt
vertikale Steifigkeit c _{1z}	Bild 34	N/m	Flachbandprüfstand
vertikale Steifigkeit c _{2z}	Bild 34	-	Flachbandprüfstand
vertikale Dämpfung <i>d</i> _{1z}	Bild 40	Ns/m	Flachbandprüfstand
vertikale Dämpfung d _{2z}	0	-	Flachbandprüfstand
longitudinale Steifigkeit c_{1x}	300000	N/m	Einzelradmesseinrichtung
longitudinale Steifigkeit c _{2x}	0,9	-	Einzelradmesseinrichtung
longitudinale Dämpfung d_{1x}	2700	Ns/m	geschätzt
longitudinale Dämpfung d _{2x}	0	-	geschätzt
laterale Steifigkeit c _{1y}	100000	N/m	Einzelradmesseinrichtung
laterale Steifigkeit c _{2y}	0,96	-	Einzelradmesseinrichtung
laterale Dämpfung d _{1y}	2700	Ns/m	geschätzt
laterale Dämpfung d _{2y}	0	-	geschätzt
Torsionssteifigkeit ctors	30	Nm/°	Einzelradmesseinrichtung
Torsionsdämpfung d _{tors}	45	Nms/°	Einzelradmesseinrichtung

Tabelle 6: Übersicht über gemessene Größen und die Auflösung der Sensoren am Versuchsschlepper.

Messort	Messgröße	Auflösung
Rad vorne rechts	Vertikal- bzw.	Speichenpaar 1: 8,16 kN/V
Rad vome recits	Längskraft	Speichenpaar 2: 8,87 kN/V
Rad vorne rechts	Seitenkraft	4,41 kN/V
Rad vorne rechts	Lenkwinkel	5 °/V
Rad vorne rechts	Drehwinkel	36 °/V
Pad hinton rochts	Vertikal- bzw.	Speichenpaar 5-7: 8,17 kN/V
Rad minteri recitto	Längskraft	Speichenpaar 6-8: 8,24 kN/V
Rad hinten rechts	Seitenkraft	7,25 kN/V
Rad hinten rechts	Drehwinkel	36°/V
Pad hinton linka	Vertikal- bzw.	Speichenpaar 1-3: 7,76 kN/V
Rau minten miks	Längskraft	Speichenpaar 2-4: 7,66 kN/V
Rad hinten links	Seitenkraft	6,66 kN/V
Rad hinten links	Drehwinkel	36 °/V
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung X	2,659 (m/s²)/V
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung Y	2,615 (m/s²)/V
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung Z	2,617 (m/s²)/V
Fahrzeugrumpf	Drehrate um X	8,003 (°/s)/V
Fahrzeugrumpf	Drehrate um Y	8,043 (°/s)/V
Fahrzeugrumpf	Drehrate um Z	20,204 (°/s)/V
Fabrzougrumof	longitudinale	10 (km/b)/V
ranizeugrumpi	Geschwindigkeit	
Fabrzaugrumof	laterale	5 (km/b)/(
ranizeugrumpi	Geschwindigkeit	5 (KII/I)/ V
Kabine	Beschleunigung X	3,808 (m/s²)/V
Kabine	Beschleunigung Y	3,602 (m/s²)/V
Kabine	Beschleunigung Z	3,960 (m/s²)/V
Hinterachse rechts	Abstand zum Boden	20 mm/V
Hinterachse links	Abstand zum Boden	20 mm/V

Tabelle 7: Übersicht über gemessene Größen und die Messunsicherheit der Sensoren am Versuchsschlepper.

Messort	Messgröße	Messunsicherheit
Rad vorne rechts	Vertikal- bzw. Längskraft	< ± 0,1%
Rad vorne rechts	Seitenkraft	< ± 0,1%
Rad vorne rechts	Lenkwinkel	< ± 0,5%
Rad vorne rechts	Drehwinkel	< ± 0,05%
Rad hinten rechts	Vertikal- bzw. Längskraft	< ± 0,1%
Rad hinten rechts	Seitenkraft	< ± 0,1%
Rad hinten rechts	Drehwinkel	< ± 0,05%
Rad hinten links	Vertikal- bzw. Längskraft	< ± 0,1%
Rad hinten links	Seitenkraft	< ± 0,1%
Rad hinten links	Drehwinkel	< ± 0,05%
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung X	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung Y	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	Beschleunigung Z	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	Drehrate um X	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	Drehrate um Y	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	Drehrate um Z	< ± 1 %
Fahrzeugrumpf	longitudinale Geschwindigkeit	< ± 0,1 %
Fahrzeugrumpf	laterale Geschwindigkeit	< ± 0,1 %
Kabine	Beschleunigung X	< ± 1 %
Kabine	Beschleunigung Y	< ± 1 %
Kabine	Beschleunigung Z	< ± 1 %
Hinterachse rechts	Abstand zum Boden	< ± 0,4%
Hinterachse links	Abstand zum Boden	< ± 0,4%

Tabelle 8: Massen, Massenträgheitsmomente und Schwerpunktslagen der wichtigsten Traktorbaugruppen nach Böhler [6; 7]. Die Schwerpunktslagen sind jeweils für das körperfeste Koordinatensystem angegeben. Koordinatensystem nach Bild 74.

Körper	Masse	Massenträgheitsmomente [kgm ²]			Schwerpunktslage [m]			
	[49]	XX	уу	ZZ	Dev.	х	У	Z
Rumpf	3420	532	3757	3266	xz:497	1,1	-	0,17
Felge HA li/re	119	6	10,4	6	-	-	-	-
Reifen HA li/re	153	55,6	92,7	55,6	-	-	-	-
Kabine	663+23*	400	320	360	-	0,361	-	0,665
Sitz	7	0,04	0,04	0,1	-	-0,05	-	-
Fahrer	58*	11,4	13	11,8	-	-	-	0,22
Querschwinge	127	4,92	5,38	7,45	-	0,042	0,105	0,009
Vorderachse mit Kotflügel	367	164	15	165	-	0,02	0,034	0,013
Felge VA li/re	53,7	2,6	3,8	2,6	-	-	-	-
Reifen VA li/re	93	13,7	22,2	13,7	-	-	-	-

* tatsächliche Masse des Fahrers von 81 kg teilt sich auf: 2/7 zu Kabine und 5/7 Fahrer

Tabelle 9: Position der körpereigenen Referenzsysteme in der Ausgangsstellung, gemessen von Mitte Hinterachse nach Böhler [6; 7].

Körper	Körpereigenes Referenzsystem	Vektor von Mitte HA			
		х	У	Z	
Rumpf	Mitte Hinterachse	-	-	-	
Felge HA li/re	Mitte des Reifens	-	±0,903	-	
Reifen HA li/re	Mitte des Reifens	-	±0,903	-	
Kabine	Kabinenboden über Mitte HA	-	-	0,198	
Sitz	Sitzfläche, Mitte Sitz	0,299	-	0,814	
Fahrer	Kontaktpunkt Mitte Sitz	0,299	-	0,808	
Querschwinge	Mitte Lagerstelle zum Rumpf	2,402	-0,25	-0,141	
VA mit Kotflügel	Mitte Vorderachse	2,328	-	-0,216	
Felge VA li/re	Mitte des Reifens	2,328	±0,915	-0,216	
Reifen VA li/re	Mitte des Reifens	2,328	±0,915	-0,216	

	Kärporoigopoo	Vektor vom		
Körper	Poforonzsvetom	Referenzsystem		
	Referenzsystem	х	У	Z
Hinterreifen	Mitte Hinterachse	-	±0,903	-
Kabinenlager vorn	Mitte Hinterachse	1,194	±0,33	0,212
Kabinenlager hinten	Mitte Hinterachse	-0,194	±0,456	0,212
Lager der Querschwinge der	Mitte Hinterachse	2 402	-0.25	-0 141
Vorderachse	Witte Thinterdense	2,402	0,20	0,141
Anbaupunkt des Zylinders der	Mitte Hinterachse	2 572	0.2	0 048
Vorderachse am Rumpf	Witte Thirterdonse	2,012	0,2	0,040
Anbaupunkt des Zylinders der	Lager der	0.17	0 4 2 3	-0 193
Vorderachse an der Querschwinge	Querschwinge	0,17	0,420	-0,133
	Lager der	-0 074	0.25	_
r endellager auf gdersenwinge	Querschwinge	-0,07-	0,20	
Pendellager auf Vorderachse	Mitte Vorderachse	-	-	0,075
Vorderreifen	Mitte Vorderachse	-	±0,915	-

Tabelle 10: Relativkoordinaten der Koppelpunkte am Traktor nach Böhler [6; 7].

Tabelle 11: Massen und Massenträgheitsmomente der Räder des Versuchsschleppers.

Körper	Masse [kg]	Massenträ	ägheitsmome	ente[kgm ²]
Felge vorne rechts	152	3,38	4,94	3,38
Felge vorne links	53,7	2,6	3,8	2,6
Felge hinten links und	261	7.8	13.52	7.8
hinten rechts	201	.,0	10,02	.,0
Reifen vorne	107 kg	13,7	22,2	13,7
Reifen hinten	165 kg	55,6	92,7	55,6

11 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Kutzbach, H.D.: Lehrbuch der Agrartechnik, Band 1. Verlag Paul Parey Hamburg, 1989.
- [2] Knechtges, H.: Trends bei Traktoren und Transportfahrzeugen. Landtechnik 60 (2005) H. 6, S. 324-326.
- [3] Renius, K.T. und H. Knechtges: Traktoren 2005/2006. Automobiltechnische Zeitschrift 108 (2006) H. 9, S. 746-752.
- [4] Herrmann, A., P. Pickel und N. Fröba: Transportgeschwindigkeit von Traktoren. Landtechnik 55 (2000) 5, S. 338-339.
- [5] Göhlich, H., C. Kaplick, P. Pickel und T. Siefkes: Fahrdynamik von Traktoren. Landtechnik 46 (1991) H. 7/8, S. 335-340.
- [6] Böhler, H.: Simulation of the Dynamic Loads of a Tractor with the Help of a Multi- Body-System Program. Proceedings of 13th International Conference of ISTVS, München, 1999, S. 853-860.
- [7] Böhler, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München 2001, VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 104.
- [8] Schrogl, H.: Dynamische Eigenschaften von Ackerschlepper-Triebradreifen bei höheren Rollgeschwindigkeiten. Dissertation Universität Hohenheim 1989, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 159.
- [9] Langenbeck, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart 1992. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 55.
- [10] Plesser, J.: Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikalund Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart 1997. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 83.
- [11] Heine, A.: Experimenteller Beitrag zum Schräglauf- und Lenkmomentverhalten rollender Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge auf starrer Fahrbahn und nachgiebiger Fahrbahn. Universität Stuttgart 1991, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 199.
- [12] Armbruster, K. und H.D. Kutzbach: Development of a Single Wheel Tester for Measurements on Driven Angled Wheels. 4th European Conference of ISTVS, Wageningen, Niederlande, 1989, Band 1, S. 8-14.

[13]	Armbruster, K. und H.D. Kutzbach: Combined lateral and longitudinal
	forces on driven angled tractor tyres. Journal of Terramechanics 28
	(1991) H. 4, S. 331-338.

- [14] Armbruster, K.: Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart 1991. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 53.
- [15] Barrelmeyer, Th.: Forces Acting on Driven Tractor Tyres with Stationary and Instationary Slip Angles. 6th European ISTVS Conference. Vienna, Austria, 1994, S. 238-262.
- [16] Barrelmeyer, Th.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation Universität Stuttgart 1996. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 79.
- [17] Barrelmeyer, Th.: Einfluß der Lenk- und Schlupfänderungsgeschwindigkeit auf die Seiten- und Triebkrafterzeugung an einem Ackerschlepper. VDI Berichte 1211, 1995, S. 39-42.
- [18] Schlotter, V. und H.D. Kutzbach: The lateral force generation of agricultural tyres. 8th European Conference of ISTVS. Umea, Schweden, 2000, S. 95-102.
- [19] Schlotter, V.: Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Dissertation Universität Stuttgart 2006. Shaker Verlag Aachen, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 437.
- [20] Schlotter, V. und A. Keen: The dynamic characteristics of off road tyres. 9th European Conference of the ISTVS. Harper Adams, Großbritannien, 2003, S. 460-479.
- [21] Schreiber, M., C. Brinkmann und V. Schlotter: Untersuchungen zum Angriffspunkt der resultierenden Kräfte im Reifenlatsch. Landtechnik 58 (2003) H. 5, S. 298-299.
- [22] Brinkmann, C., V. Schlotter und B. Ferhadbegović: Untersuchungen zur Verschiebung des Aufstandspunktes f
 ür angetriebene Reifen. Landtechnik 60 (2005) H. 2, S. 78-79.
- [23] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheim Tyre Model - A Dynamic Model for Agricultural Tyres. Proceedings of the 16th CIGR World Congress. Bonn, 2006.

- [24] Ferhadbegović, B., C. Brinkmann, H.D. Kutzbach und S. Böttinger: Hohenheimer Reifenmodell - ein dynamisches dreidimensionales Modell für Fahrdynamiksimulation. Agrartechnische Forschung 13 (2007) H. 1, S. 1-14.
- [25] Keen, A.: The Tyre and Suspension Characteristics of an off Road Vehicle Determined using a Single Wheel Tester. European Automotive Congress, Bratislava, Slovakei, 2001, S.1-11.
- [26] Keen, A.: The Effect of Wheel Vibration on Traction An Investigation using a Single Wheel Tester. 6th Asian-Pacific ISTVS Conference. Bangkok, Thailand, 2001, S. 306-323.
- [27] Sharon, I.: Untersuchungen über die Schwingungseigenschaften großvolumiger Niederdruckreifen. Dissertation Technische Universität Berlin 1975. Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 3.
- [28] Owzar, A.: Ein Beitrag zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von ungefederten luftbereiften Fahrzeugen. Dissertation Technische Universität Berlin 1975. Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 2.
- [29] Kising, A.: Dynamische Eigenschaften von Traktor-Reifen. Dissertation Technische Universität Berlin 1988. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 40.
- [30] Yeh, C.K.: Experimentelle Untersuchungen über Unwuchten und Unrundheiten von Ackerschlepperreifen. Dissertation Technische Universität Berlin 1992. Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 219.
- Siefkes, T.: Die Dynamik in der Kontaktfläche von Reifen und Fahrbahn und ihr Einfluß auf das Verschleißverhalten von Traktor-Triebradreifen. Dissertation Technische Universität Berlin 1994. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 67.
- Ulrich, A.: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Dissertation Technische Universität Berlin 1983.
 Forschungsbericht Agrartechnik MEG Berlin, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 82.
- Jungerberg, H.: Ein Beitrag zur experimentellen und numerischen Simulation von Traktorschwingungen. Dissertation Technische Universität Berlin 1984. VDI Verlag GmbH Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 26.

[34]	Göhlich, H., F. Schütz und H. Jungerberg: Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) H. 1, S. 13-18.
[35]	Weigelt, H. und H. Göhlich: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Ackerschleppern mit einer Leermasse über fünf Tonnen. Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) H. 3, S. 143-150.
[36]	Kising, A. und H. Göhlich: Ackerschlepper-Reifendynamik - Teil 1: Fahrbahn- und Prüfstandsergebnisse. Grundlagen der Landtechnik 38 (1988) H. 3, S. 78-87.
[37]	Kising, A. und H. Göhlich: Ackerschlepper-Reifendynamik - Teil 2: Dynamische Federungs- und Dämpfungswerte. Grundlagen der Landtechnik 38 (1988) H. 4, S. 101-106.
[38]	Kising, A. und H. Göhlich: Ackerschlepper-Reifendynamik - Teil 3: Rolldynamik und Betriebsverhalten. Grundlagen der Landtechnik 38 (1988) H. 5, S. 137-143.
[39]	 Pickel, P.: Simulation fahrdynamischer Eigenschaften von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin 1993. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 65.
[40]	 Kaplick, C.: Verifikation und Bewertung fahrdynamischer Traktor- Simulationsmodelle. Dissertation Technische Universität Berlin 1995. VDI- Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 73.
[41]	 von Holst, C.: Vergleich von Reifenmodellen zur Simulation der Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin 2001. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 102.
[42]	 Weigelt, H.: Schwingungseigenschaften vorderachsgefederter landwirtschaftlicher Traktoren. Dissertation Universität Berlin 1987. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 33.
[43]	Hlawitschka, E.: Federungs- und Dämpfungsverhalten von Reifen auf gekrümmten Aufstandsflächen. Deutsche Agrartechnik 21 (1971) H. 2, S. 72-75.
[44]	 Müller, H.: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in Tragwerken landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Überqueren großer Fahrbahnunebenheiten. Dissertation Technische Unversität Dresden, 1976.

- [45] Lines, J.A. und N.A. Young: A Machine for Measuring the Suspension Characteristics of Agricultural Tyres. Journal of Terramechanics 26 (1989) H. 3/4, S. 201-210.
- [46] Lines, J.A. und K. Murphy: The stiffness of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 1, S. 49-64.
- [47] Lines, J.A. und K. Murphy: The radial damping of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics 28 (1991) H. 2/3, S. 229-241.
- [48] Peng, C., P.A. Cowell, C.J. Chisholm und J.A. Lines: Lateral Tyre Dynamic Characteristics. Journal of Terramechanics 31 (1994) H. 6, S. 395-414.
- [49] Crolla, D.A., D.N.L. Horton und R.M. Stayner: Effect of Tyre Modelling on Tractor Ride Vibration Predictions. Journal of Agricultural Engineering Research (1990), H. 47, S. 55-57.
- [50] Crolla, D.A. und A.S.A. El-Razaz: Measurements Of Combined Lateral And Longitudinal Forces Generated By Off-Road Tyres. North American MDI User Conference, Novi, USA, 2001, S. 187-192.
- [51] Crolla, D.A.: The Steering Behaviour of Off-Road Vehicles. Proceedings of the 8th International Conference on the Dynamics of Vehicles on Roads and Railway Tracks, Swets and Zeitlinger B V, Lisse, 1984, S. 99-115.
- [52] Crolla, D.A. und H. Schwanghart: Vehicle Dynamics- Steering I+II. Journal of Terramechanics 29 (1992) H. 1, S. 7-34.
- [53] Stayner, R.M., T.S. Collins und J.A. Lines: Tractor Ride Vibration Simulation as an Aid to Design. Journal of Agricultural Engineering Research (1984) H. 29, S. 345-355.
- [54] Lines, J.A.: Rolling tyre characteristics and their effect on prediction of unsuspended vehicle ride. 5th European Conference of ISTVS. Budapest, Ungarn,1991, S. 421-427.
- [55] Lines, J.A.: Ride Vibration of agricultural tractors: Transfer functions between the ground and the tractor body. Journal of Agricultural Engineering Research (1987) H. 37, S. 81-91.
- [56] Plessis du, H.L.M.: The static and dynamic deflection characteristics of a 18.4-38 tractor tyre on hard and deformable surface. International Conference on Agricultural Engineering, Milano, Italien, 1994, S. 1-10.
- [57] Shmulevich, I., D. Ronai und D. Wolf: A New Field Single Wheel Tester. Journal of Terramechanics 33 (1996) H. 3, S. 133-141.

[58]	Shmulevich, I., D. Ronai und D. Wolf: A New Field Single Wheel Tester.
	Landbauforschung Völkenrode (1994) H. 34, S. 1-8.

- [59] Osetinsky, A. und I. Shmulevich: Traction Performance Simulation of a Pushed/Pulled Driven Wheel. Transactions of the ASAE (2004) Vol. 47, S. 981-994.
- [60] Walther, Ch.: Investigation of tyre characteristics on an articulated hauler. Dissertation KTH Stockholm 1998. Selbstverlag.
- [61] Noréus, O.: Modelling of Six-Wheeled Electric Transmission Terrain Vehicle. Dissertation KTH Stockholm 2007. Selbstverlag.
- [62] Simuttis, A.F.: Über das Bremsverhalten der landwirtschaftlichen Traktoren im Geschwindigkeitsbereich bis 40 km/h. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt 1986. VDI-Verlag Düsseldorf, Reihe 12, 76.
- [63] Hoffmann, H.: Über die Bremssicherheit landwirtschaftlicher Züge auf der Straße und im Gelände. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt 1986. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 76.
- [64] Betzler, J.W.: Verfahren zur Beschreibung schneller ungefederter Radfahrzeuge hinsichtlich Fahrverhalten und Fahrbahnbelastung. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt 1989. VDI-Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 130.
- [65] Wermann, K.: Ein Beitrag zum Straßenfahrverhalten ungefederter schnellfahrender Radfahrzeuge unter besonderer Berücksichtigung der querdynamischen Fahrzeug- und Reifeneigenschaften. Dissertation Technische Hochschule Darmstadt 1995. VDI-Verlag Düsseldorf, Reihe 12, Nr. 243.
- [66] Haken K.L.: Konzeption und Anwendung eines Meßfahrzeugs zur Ermittlung von Reifenkennfeldern auf öffentlichen Straßen. Dissertation Universität Stuttgart 1993. Selbstverlag.
- Maulick, T.: Ein neues Verfahren zur Berechnung von Reifenkennfeldern. Dissertation Universität Stuttgart 2000. expert-Verlag Renningen, Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Nr. 17.
- [68] Maulick, T. und F. La Torre: Vehicle Dynamics Simulations Considering Tyre and Road Effects in Wet Conditions. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 2001, S. 392-405.

[69]	Pflug, HC. und R. Weber: Seitenführungskräfte von Nutzfahrzeugen im echten Straßenbetrieb. Automobil-Industrie 84 (1984) H. 4, S. 475-483.
[70]	Weber, R. und M. Münster: Zum Verhalten von Nutzfahrzeugreifen bei instationärem Schräglauf auf echten Fahrbahnen. Automobil-Industrie 85 (1985) H. 6, S. 735-739.
[71]	 Willeke, H.: Messung und Modellierung der Führungseigenschaften von Nutzfahrzeugen. Dissertation Universität Hannover 1996. Selbstverlag.
[72]	Faber, A.: Rechnerische Simulation des Fahrverhaltens von Lkw mit Breitreifen. Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen, Heft F 30, 2000.
[73]	Braess, HH.: Der Reifen - Schlüsselkomponente für Fahrdynamik und Lenkverhalten von Fahrzeugen. 3. Darmstädter Reifenkolloqium. Darmstadt, 2000, S. 1-28.
[74]	Schieschke, R.: Zur Relevanz der Reifendynamik in der Fahrzeugsimulation. VDI Berichte (1989) Nr. 778, S. 249-264.
[75]	Bösch, P., D. Ammon und F. Klempau: Reifenmodelle - Wunsch und Wirklichkeit aus der Sicht der Fahrzeugentwicklung. 4. Darmstädter Reifenkolloqium. Darmstadt, 2002, S. 87-101.
[76]	Lugner, P. und M. Plöchl: Tyre model performance test: first experiences and results. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2004), S. 48-62.
[77]	 Pacejka, H.B.: Tyre and Vehicle Dynamics. Butterworth-Heinemann Oxford, 2002.
[78]	Pacejka, H.B.: Tyre factors and vehicle handling. International Journal of Vehicle Design 1 (1979) H. 1, S. 1-23.
[79]	Fiala, E.: Seitenkräfte am rollenden Luftreifen, VDI Zeitschrift (1954) H. 96, S. 973-979.
[80]	Pacejka, H.B. und I.J.M. Besselink: Magic Formula Tyre Model with Transient Properties. Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 27 (1997), S. 234-249.
[81]	Hirschberg, W., G. Rill und H. Weinfurter: User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations. Vehicle System Dynamics 38 (2002) H. 2, S. 103-125.

[82]	 Rill, G.: Simulation von Kraftfahrzeugen. Vieweg Verlag Wiesbaden, 1994.
[83]	Grečenko, A.: Das Slip-Drift-Modell des Rades anwendbar für weiche oder starre Fahrbahn. Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn. VDI Berichte (1993) Nr. 1088, S. 99-108.
[84]	Grečenko, A.: The Slip and Drift Model of a Wheel with Tyre Compared to some Other Attempts in this Field. Journal of Terramechanics 29 (1992) H. 6, S. 599-604.
[85]	Grečenko, A.: Binomic Slip-Thrust Equation for Tractors on Predominantly Frictional Soils. Journal of Terramechanics 4 (1967) H. 4, S. 37-54.
[86]	Dugoff, H., P.S. Fancher und L. Segel: An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance. FISITA International Automobile Safety Conference Compendium, Detroit, USA 1970, S. 341-363.
[87]	Crolla, D.A., A.S.A. El-Razaz, C.J. Alstead und C. Hockley: A Model to Predict the Combined Lateral and Longitudinal Forces on an Off-Road Tyre. 9th International Conference of ISTVS, Barcelona, Spanien, 1987, S. 362-372.
[88]	EI-Razaz, A.S.A. und D.A. Crolla: A Multi-Spoke Model for Off-Road Tyres. 4th European Conference of ISTVS, Wageningen, Niederlande, 1989, S. 44-53.
[89]	Langenbeck, B.: Nichtlineares Reifenmodell. Reifen Landwirtschaftlicher Fahrzeuge. VDI-MEG Kolloquium Landtechnik, München,1989, S. 86-93.
[90]	Langenbeck, B., G. Leister, W. Schiehlen und H.D. Kutzbach: Optimierung des Fahrverhaltens. Landtechnik 47 (1992) H. 10, S. 485-487.
[91]	Langenbeck, B.: Möglichkeiten zur Verbesserung des Fahrverhaltens von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 40 (1990) H. 1, S. 1-6.
[92]	Armbruster, K. und B. Langenbeck: Dynamisches Rad-Boden-Modell für Geländefahrzeuge. Landtechnik 48 (1993) H. 5, S. 263-266.
[93]	Plesser, J.: Längsdynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen. Agrartechnische Forschung 3 (1997) H. 1, S. 34-35.
[94]	Böhm, F.: On the Roots of Tire Mechanics. Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 27 (1997), S. 303-317.

[95]	• Böhm, F.H. und K.H. Knothe: Hochfrequenter Rollkontakt der
	Fahrzeugräder. WILEY-VCH-Verlag Weinheim, 1998.

- [96] Wille, R., F. Böhm und A. Duda: Calculation of the rolling contact between a tyre and deformable ground. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 483-492.
- [97] Böhm, F. und A. Duda: Off-road cars and tractors with 3D tyre models for fast rolling simulation. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 493-507.
- [98] Gipser, M.: FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations. 14th European ADAMS User Conference, Berlin, 1999, S. 1-11.
- [99] Gipser, M.: FTire: ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell f
 ür alle wichtigen fahrzeugdynamischen Fragestellungen (2003), URL: <u>www.ftire.com</u> (20.05.2003).
- [100] Gipser, M.: Ftire: Ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell für alle wichtigen fahrzeugdynamischen Fragestellungen.
 4. Darmstädter Reifenkollogium, Darmstadt, 2002, S. 42-68.
- [101] Riepl, A., W. Reinalter und G. Fruhmann: Rough road simulation with tire model RMOD-K and FTire. Supplement to Vehicle System Dynamics 41 (2004), S. 734-743.
- [102] Gipser, M.: Reifenmodelle in der Fahrzeugdynamik: eine einfache Formel genügt nicht mehr, auch wenn sie magisch ist (2005), URL: <u>http://www.ftire.com/download/ftire_germ.pdf</u>.
- [103] Oertel, Ch. und Fandre A.: Das Reifenmodellsystem RMOD-K. Automobiltechnische Zeitschrift 11 (2001) H. 103, S. 1074-1079.
- [104] Oertel, Ch.: On Modeling Contact and Friction. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 27 (1997), S. 289-302.
- [105] Oertel, Ch. und A. Fandre: Ride Comfort Simulations and Steps Towards Life Time Calculations: RMOD-K and ADAMS. 14th European ADAMS User Conference, Berlin, 1999, S. 1-17.
- Harnisch, C.: Dynamische Echtzeitsimulation der Gelädefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. Dissertation Universität der Bundeswehr Hamburg 2002. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 488.
| [107] | • Späth, R.: Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkungen |
|-------|--|
| | auf den Rumpf. Dissertation Technische Universität München 2003. VDI |
| | Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 115. |

- [108] Wiegandt M.: Grundlagen eines Traktorbremsmanagements. Dissertation Technische Universität Braunschweig 2004. Shaker Verlag Aachen, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik.
- [109] Thomas, B.: Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfederungssystems für Traktoren. Dissertation Technische Universität Braunschweig 2001. Shaker Verlag Aachen, Forschungsberichte des Instituts für Landmaschinen und Fluidtechnik.
- [110] Ki, N.: Application of Simulation to Tractor Test and Design. Tagung Landtechnik 2005. Hannover, 2005, S. 147-154.
- [111] Gobbi, M., M. Aiolfi, M. Pennati, G. Previati, F. Levi, M. Ribaldone und G. Mastinu: Measurement of the forces and moments acting on farm tractor pneumatic tyres. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 412-433.
- [112] Previati, G., M. Gobbi und G. Mastinu: Farm tractor models for research and development purposes. Vehicle System Dynamics 45 (2007) H. 1, S. 37-60.
- [113] Barrelmeyer, Th.: Längs- und Seitenkräfte an Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Agrartechnische Forschung 3 (1997) H. 2, S. 99-108.
- [114] Halfmann, Ch. und H. Holzmann: Adaptive Modelle für die Kraftfahrzeugdynamik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003.
- [115] Schlotter, V. und H.D. Kutzbach: Innenkontur eines Traktorreifens auf festem und nachgiebigem Boden. Agrartechnische Forschung 7 (2001) H. 1, S. 23-27.
- [116] Clover, C.L. und J.E. Bernard: Longitudinal Tire Dynamics. Vehicle System Dynamics 29 (1998) H. 4, S. 231-259.
- [117] Popp, K. und W. Schiehlen: Fahrzeugdynamik. Teubner Verlag Stuttgart, 1993.
- [118] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band: A (Antrieb und Bremsung). Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1995.
- [119] Bussien: Automobiltechnisches Handbuch, 2. Band. Technischer Verlag Herbert Cram Berlin, 1965.

- [120] Reimpel, J.: Fahrwerktechnik 1. Vogel-Verlag Würzburg, 1970.
- [121] Strackerjan, B.: Die Querdynamik von Kraftfahrzeugreifen. VDI Berichte (1976) Nr. 269, S. 67-76.
- [122] Holtschulze, J., H. Goertz und T. Hüsemann: A simplified tyre model for intelligent tyres. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 305-316.
- Holtschulze, J.: Analyse der Reifenverformungen für eine Identifikation des Reibwerts und weiterer Betriebsgrößen zur Unterstützung von Fahrdynamikregelsystemen. Dissertation RWTH Aachen 2006.
 Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, Aachen, Schriftenreihe Automobiltechnik, Nr. 79/06.
- [124] Gim, G., Y. Choi und S. Kim: A semiphysical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 267-280.
- [125] Kabe, K. und N. Miyashita: A study of the cornering power by use of the analytical tyre model. Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis. Supplement to Vehicle System Dynamics 43 (2005), S. 113-122.
- [126] Persson, S.: Basic concepts in traction mechanics a discussion. 5th North American ISTVS Conference, Saskatoon, Canada, 1995, S. 99-108.
- [127] Schreiber, M.: Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO₂ Emissionen. Dissertation Universität Hohenheim 2006. Shaker Verlag Aachen, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 442.
- [128] Schreiber, M. und H.D. Kutzbach: Traction prediction for agricultural tires. 7th Asia-Pacific Conference of the ISTVS. Changchun, China, 2004, S. 141-153.
- (129) Ammon, D.: Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik. Habilitationsschrift Universität Karlsruhe 1997. Teubner Verlag Stuttgart, Leitfäden der angewandten Mathematik und Mechanik, Bd. 73.
- [130] Holdmann, P., P. Köhn und J. Holtschulze: Dynamic Tyre Properties Under Combined Slip Situations in Test and Simulation. European Automotive Congress. Barcelona, Spanien, 1999, S. 817-822.

[131]	Wang, Y.Q., R. Gnadler und R. Schieschke: Einlaufverhalten und Relaxationslänge von Automobilreifen. Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) H. 4, S. 214-222.
[132]	Holdmann, P., P. Köhn und D. Ammon: Das Einlaufverhalten von Reifen in unterschiedlichen Betriebssituationen und seine Relevanz für die Gesamtfahrzeugdynamik. Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. VDI-Berichte (1999) Nr. 1494, S. 139-155.
[133]	Späth, R.: Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse. Agrartechnische Forschung 5 (2001) H. 7, S. 86-91.
[134]	 Zomotor, A.: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Vogel Verlag Würzburg, 1987.
[135]	Geimer, M., Th. Krüger und P. Linsel: Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung? Ölhydraulik und Pneumatik (2006) H. 11-12, S. 572-576.
[136]	DIN/ISO 4138: Straßenfahrzeuge; stationäre Kreisfahrt. 1984.
[137]	DIN ISO 7401: DIN ISO 7401: Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten. 1989.
[138]	•Schwanghart, H.: Umsturzverhalten von Traktoren und Auswirkungen auf die Schutzvorrichtungen und die Sicherheit. TU München 1982, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 73.
[139]	• Renius, K.T.: Traktoren. BLV Verlagsgesellschaft München, 1985.
[140]	-: Fendt Kompakttraktoren der Serien 206 S, 207 S, 208 S und 209 S. Firmenschrift 200 S/1.2-D/09-05/20-E. AGCO GmbH, 2005.
[141]	-: Fendt 936 Vario. Firmenschrift 936V/1.0-D/10-05/30-E. AGCO GmbH, 2005.
[142]	 Kutzbach, H.D.: Skript zur Vorlesung "Ackerschlepper", Universität Stuttgart, 2003.
[143]	 Matthies, H.J. und K.T. Renius: Einführung in die Ölhydraulik. Teubner Verlag Wiesbaden, 2003.
[144]	-: Rexroth 2/2-Wege-Sitzventile mit Magnetbetätigung Typ KSDER 1. Firmenschrift RD 18 136-02/10.02. Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, 2002.

- [145] Mitschke, M. und H. Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer Verlag Berlin - Heidelberg, 2003.
- [146] Wallentowitz, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Institut für Kraftfahrwesen Aachen, RWTH Aachen (Hrsg.), Aachen, 1997.
- [147] Willumeit, H.-P.: Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik. Teubner Verlag Stuttgart - Leipzig, 1998.
- Odenthal, D.: Ein robustes Fahrdynamik-Regelungskonzept f
 ür die Kippvermeidung von Kraftfahrzeugen. Dissertation Deutsches Zentrum f
 ür Luft- und Raumfahrt 2002. VDI-Verlag D
 üsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 505.
- [149] Gärtner, A. und M. Saeger: Simulationsumgebung zur Untersuchung aktiver Wankstabilisierung in Verbindung mit einer Fahrdynamikregelung. Tagung Simulation in der Fahrzeugdynamik, Essen, 2003.
- [150] Wong, J.Y.: Theory of Ground Vehicles. John Wiley and Sons, Inc. New York, 2001.
- [151] Hesse, H.: 25 Jahre elektronische Hubwerksregelung EHR für Traktoren. Ölhydraulik und Pneumatik (2005) H. 6, S. 394-401.
- [152] Pfab, H.: Grundlagen zur Auslegung des geregelten Krafthebers bei Traktoren. Dissertation TU München 1995. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 70.
- [153] Offenlegungsschrift DE 198 45 968 A 1: Vorrichtung zur Stabilisierung der beiden Unterlenker eines Traktors. 1998.
- [154] Fedde, Th., Th. Lang und H.-H. Harms: Ein adaptives Hydrauliksystem für Traktoren. Landtechnik 61 (2006) H. 3, S. 130-131.
- [155] Esders, H.: Elektrohydraulisches Load Sensing für mobile Anwendungen. Dissertation Technische Universität Braunschweig 1996. VDI Verlag Düsseldorf, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 75.
- [156] -: Regelventile mit eingebauter Elektronik. Bosch Rexroth AG, Industrial Hydraulics, 2005.
- [157] Findeisen, D.: Ölhydraulik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.